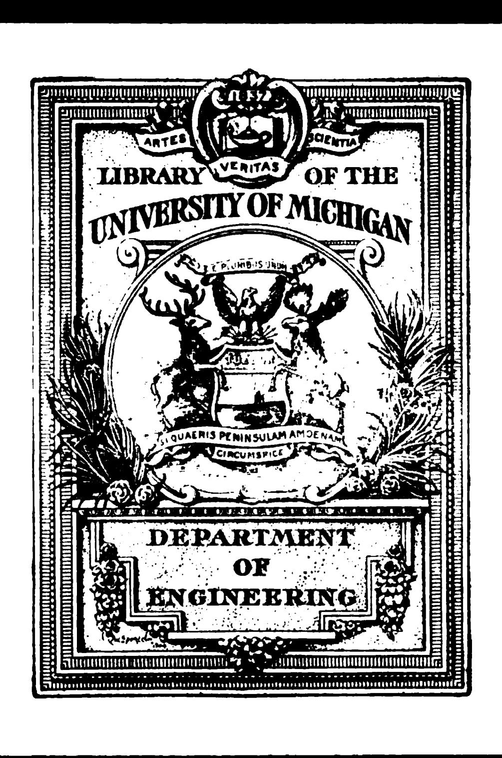
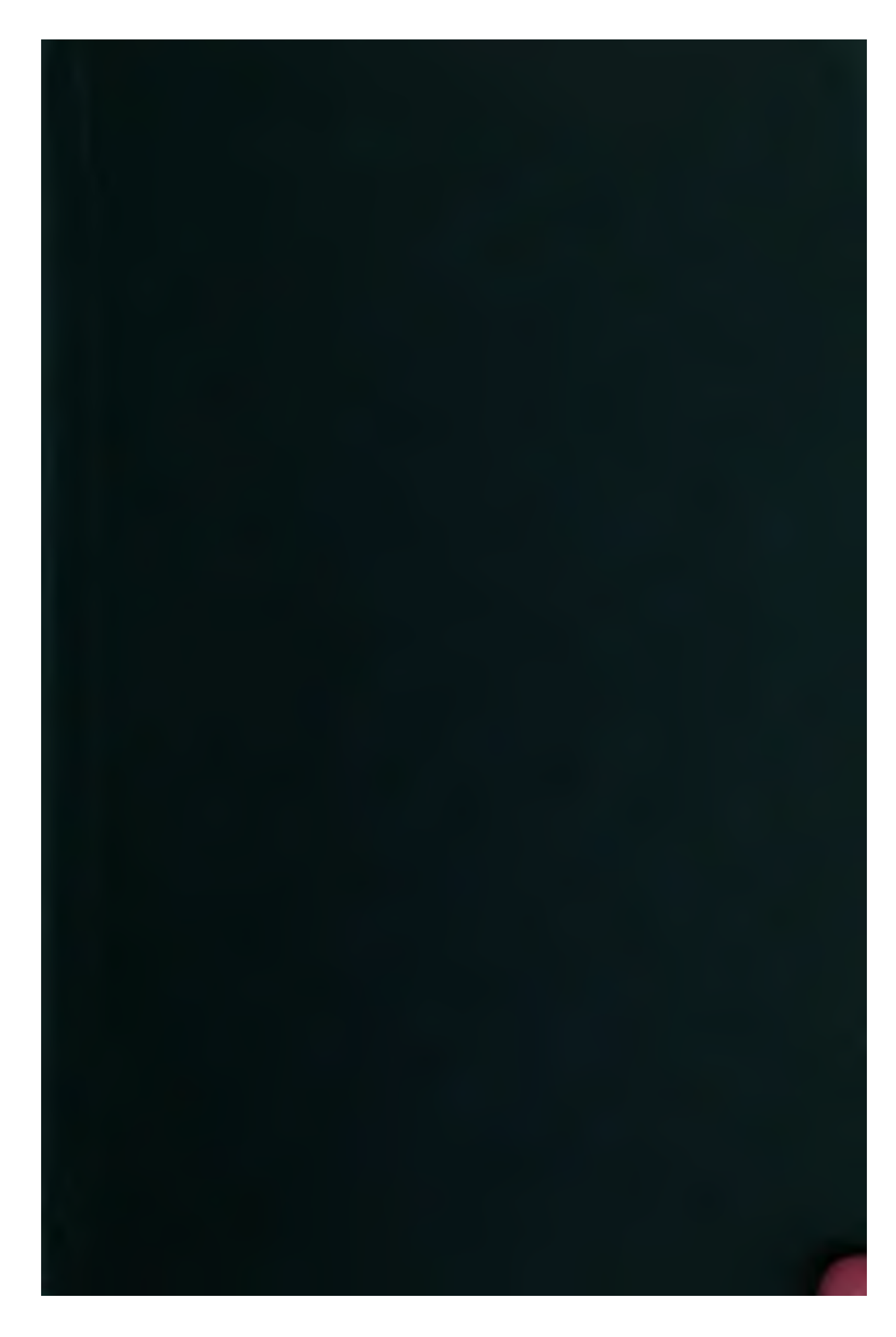
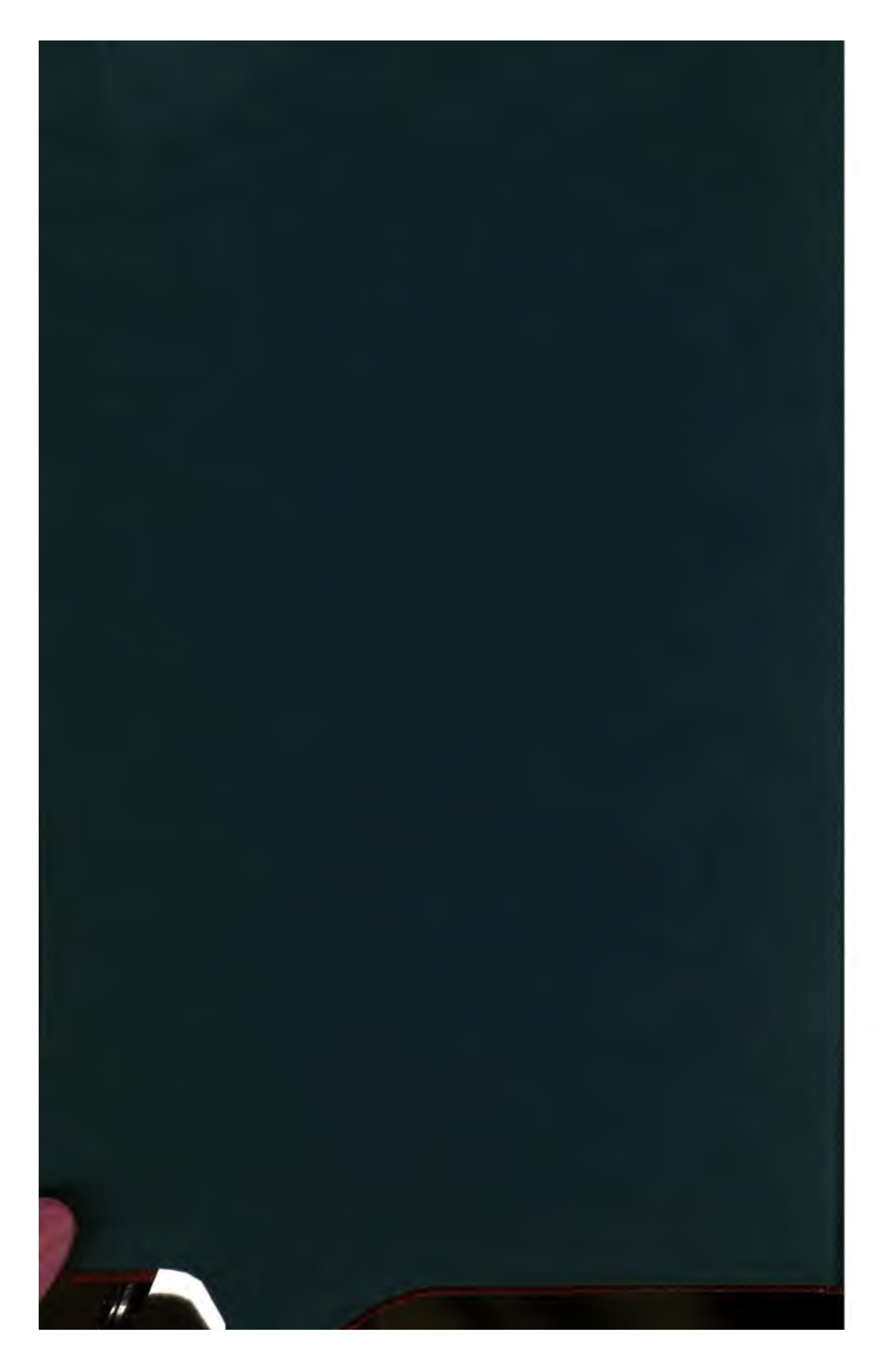




ARTES
SCIENTIA
VERITAS
LIBRARY OF THE
UNIVERSITY OF MICHIGAN
SI QUAERIS PENINSULAM AMOENAM
CIRCUMSPICE
DEPARTMENT
OF
ENGINEERING





Hilfsbuch

für den

Maschinenbau.

Für Maschinentechniker
sowie für den Unterricht an
technischen Lehranstalten.

Von

Fr. Freytag,

Professor, Lehrer an den technischen Staatslehranstalten
in Chemnitz.

Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage.

Mit 1004 Textfiguren und 8 Tafeln.



Berlin.
Verlag von Julius Springer.
1906.

Pierersche Hofbuchdruckerei Stephan Geibel & Co. in Altenburg.

Vorwort zur ersten Auflage.

Durch die Herausgabe des vorliegenden Werkes soll dem an technischen Unterrichtsanstalten längst empfundenen Bedürfnisse nach einem Hand- und Lehrbuche, welches auf wissenschaftlicher Grundlage die den verschiedenen Zweigen des allgemeinen Maschinenbaues angehörigen Maschinen und deren Einzelteile behandelt, abgeholfen, nicht minder dem in der Praxis stehenden Ingenieur ein beim Entwerfen und bei der Berechnung von Maschinenteilen u. s. w. brauchbares Hilfsbuch geboten werden.

In erschöpfender Weise haben hervorragende Fachgelehrte in zumeist umfangreichen Werken die wissenschaftlichen Grundlagen für das Verständnis der Wirkungsweise und für die Berechnung von Maschinen aller Art wie auch nur bestimmter Organe derselben festgelegt und durch die auf sorgfältigen Untersuchungen an ausgeführten Maschinen beruhenden theoretischen Entwicklungen für die Allgemeinheit wichtige Ergebnisse an die Öffentlichkeit gebracht.

Derartige, auch für jeden einzelnen Zweig des allgemeinen Maschinenbaues verfaßte grundlegende Abhandlungen werden dem mit genügenden Vorkenntnissen ausgerüsteten Ingenieur zur weiteren Vertiefung in einem bestimmten Fache vorzügliche Dienste leisten; sie werden wegen ihrer verhältnismäßig hohen Anschaffungskosten aber nicht überall zur Verfügung stehen und als Nachschlagewerke nur mit erheblichem Zeitverlust zu benutzen sein, — ganz abgesehen davon, daß wegen ihrer häufig weit ausholenden Wissenschaftlichkeit das Studium derselben ein besonderes Verständnis erfordert.

Diese Gründe sind es gewesen, die insbesondere in den letzten Jahren eine Bereicherung der einschlägigen technischen Literatur um eine große Anzahl von Werken über Maschinen und Maschinenteile herbeigeführt haben, deren Verfasser den zu behandelnden Stoff in gedrängter Form und in einer auch dem weniger Vorgebildeten verständlichen Weise zur Darstellung zu bringen versuchten.

Es ist aber durch die Herausgabe solcher Bücher den wirklichen Bedürfnissen nicht überall in vollkommener Weise abgeholfen worden. In manchen Fällen haben die Verfasser nicht das gesamte Gebiet des allgemeinen Maschinenbaues, sondern nur e i n z e l n e Teile desselben

bearbeitet, so daß diese Bücher Lücken aufweisen und nur einem beschränkten Interessentenkreise von Nutzen sein können; anderseits entbehren solche Bücher der wissenschaftlichen Grundlage zuweilen mehr oder weniger. Die in denselben ohne jegliche Ableitung gebrachten Formeln mögen wohl hier und da ihren Zweck erfüllen, sie werden dem weiter denkenden Konstrukteur aber kein Mittel bieten, um auf Grund eigener Anschauungen zu richtigen Schlüssen zu gelangen.

Die in den Abbildungen vorgeführten Maschinen und Maschinenteile lassen ferner wegen mangelhafter Wiedergabe oder nicht mehr zeitgemäßer Bauart häufig zu wünschen übrig bezw. sind sie in manchen Büchern nur äußerst dürftig anzutreffen, so daß es unmöglich ist, einen genügenden Einblick in die verschiedenen Konstruktionstypen einzelner Maschinenteile zu gewinnen.

Die genannten Übelstände hat Verfasser in dem vorliegenden, auf Anregung der Verlagsbuchhandlung Julius Springer verfaßten Hilfsbuche zu vermeiden gesucht. In diesem Buche sind nach Vorausschickung von Tabellen der Potenzen, Wurzeln u. s. w. und kürzeren Angaben aus der Arithmetik, Trigonometrie und Stereometrie, sowie den Grundlagen der Festigkeitslehre nicht nur die Maschinenteile, sondern auch die Kraftmaschinen — Dampfmaschinen (Dampfturbinen), Dampfkessel, Wassermotoren (Wasserräder, Turbinen), Verbrennungsmotoren (Verpuffungs- und Gleichdruckmotoren), ferner von den Arbeitsmaschinen die Lasthebemaschinen, Hebewerke für flüssige Körper, Gebläse und Kompressoren behandelt worden.

Ein Hauptgewicht ist auf die Wiedergabe richtiger, für die Ausführung unmittelbar brauchbarer Abbildungen gelegt; es ist ferner eine Ableitung der für die Beurteilung und für die Berechnung von Maschinen u. s. w. wichtigsten Formeln nach Möglichkeit angestrebt worden.

Hierbei ist Verfasser bemüht gewesen, mit den Hilfsmitteln der niederen Mathematik durchzukommen, und nur in einzelnen Fällen, wo eine Entwicklung von Gleichungen mit Hilfe der niederen Mathematik nur auf großen Umwegen zum Ziele geführt hätte, wurde die Methode der höheren Mathematik angewendet.

Die für das Verständnis der Wirkungsweise und der Berechnung der Kraft- und Arbeitsmaschinen grundlegenden Abschnitte aus der Mechanik und der mechanischen Wärmelehre sind den betreffenden Kapiteln vorausgeschickt oder aber an geeigneter Stelle in dieselben eingeschaltet worden. So werden bei den Dampfmaschinen zunächst die physikalischen Eigenschaften des Wasserdampfes, bei den Gebläsen und Kompressoren diejenigen der Luft besprochen, während den Wassermotoren ein die Mechanik flüssiger Körper behandelnder Abschnitt vorausgeht u. s. w.

Die in dem Hilfsbuche gebrauchten abgekürzten Bezeichnungen für Maß-, Gewichts-, Zeit-, Arbeitseinheiten u. dergl. entsprechen den in dem bekannten Taschenbuch „Die Hütte“ hierfür angegebenen Abkürzungen, die in der Praxis allgemein Eingang gefunden haben.

Auch für die Einteilung des gesamten Stoffes, der zur Bearbeitung vorlag, ist das vorgenannte Buch in der Hauptsache maßgebend gewesen. In einzelnen Fällen sind die gebrachten Darlegungen durch eingefügte Rechnungsbeispiele unterstützt worden.

In einem dem Werke beigefügten Anhange sind Wärmeeigenschaften und Reibungskoeffizienten verschiedener Körper, die deutschen Normalprofile für Walzeisen, Maße und Gewichte verschiedener Länder mit Vergleichungstabellen, Auszüge aus dem Patentgesetz, aus der Gebührenordnung der Architekten und Ingenieure, ferner die Gebührenordnung für gerichtliche Zeugen und Sachverständige aufgenommen worden.

Die Wassermotoren — mit Ausnahme der Wasserräder — wurden von Herrn Ingenieur Gerlach, Lehrer an den hiesigen technischen Staatslehranstalten, bearbeitet, und es sei demselben für die sorgfältige Auswahl des Stoffes verbindlichster Dank ausgesprochen.

Ein besonderer Abschnitt des Werkes bringt die für den Maschineningenieur wichtigsten Hochbaukonstruktionen an Hand der für das Verständnis derselben notwendigsten Abbildungen. Die Bearbeitung dieses Abschnittes hat Herr Professor Wagner, Lehrer an den bereits genannten Anstalten, freundlichst übernommen, dem für seine Mitarbeiterschaft an dieser Stelle gleichfalls zu danken ist.

Auch den Herren Verfassern bekannter größerer Werke über hierhergehörige Maschinen und Maschinenteile, welche die Benutzung ihrer Veröffentlichungen für das Hilfsbuch bereitwilligst gestatteten, und denjenigen Firmen, welche durch Überlassung von Zeichnungen und durch beachtenswerte Mitteilungen das Unternehmen förderten, spreche ich, wie ferner der geschätzten Verlagsbuchhandlung für die vortreffliche Ausstattung des Buches, meinen Dank aus.

Die als Quelle benutzten Werke und Zeitschriften sind übrigens als solche an den betreffenden Stellen des Buches bezeichnet worden.

Möchte mein Hilfsbuch eine freundliche Aufnahme finden und sowohl den Studierenden technischer Lehranstalten bei den Konstruktionsübungen wie auch den in der Praxis stehenden Ingenieuren bei ihren Berufsarbeiten ein zuverlässiger Berater werden!

Die geehrten Fachgenossen bitte ich um nachsichtige Beurteilung des Buches und um Mitteilung etwaiger Irrtümer desselben, sowie wünschenswerter Abänderungen oder Hinzufügungen, die bei weiteren Auflagen des Buches Berücksichtigung finden sollen.

Chemnitz, im Mai 1904.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Der schnelle Absatz, den mein „Hilfsbuch für den Maschinenbau“ seit seinem Erscheinen — im Juni 1904 — zufolge der günstigen Aufnahme desselben in den Kreisen der Studierenden technischer Lehranstalten, wie auch bei den in der Praxis stehenden Ingenieuren gefunden hat, veranlaßten die Verlagsbuchhandlung schon im Frühjahr 1905, die Herausgabe der nunmehr vorliegenden zweiten Auflage des Buches in die Wege zu leiten.

Diese neue Auflage hat gegenüber der ersten Auflage des Buches nicht nur eine wesentliche Umarbeitung und Erweiterung einzelner Kapitel, sondern auch die Einfügung völlig neuer Abschnitte und Kapitel erfahren, wobei betreffs des Inhalts von Freunden und Fachgenossen erhaltene dankenswerte Zuschriften soweit als möglich Berücksichtigung finden konnten.

Allen in dieser Beziehung geäußerten Vorschlägen und Wünschen nachzukommen war leider nicht möglich; es mußte — schon um den Umfang des Buches nicht noch mehr zu erweitern — daran festgehalten werden, daß dasselbe lediglich nur ein Hilfsbuch für den Maschinenbau, nicht aber ein solches für die verschiedenen Zweige der gesamten Technik sein soll. Angaben aus der Hüttenkunde, aus dem Gebiete der Heizung und Lüftung u. a. konnten deshalb unterbleiben.

Der neu eingefügte Abschnitt „Mechanik“ bringt kurze Angaben aus der Bewegungslehre, sowie aus der Statik und Dynamik starrer Körper — die Grundlehren der Mechanik flüssiger und gasförmiger Körper sind, wie bisher, den bezüglichen Kapiteln unter „Kraftmaschinen“ vorausgeschickt worden —, während in dem von Herrn Professor Dr. Kollert, Lehrer an den technischen Staatslehranstalten in Chemnitz, mit vieler Hingabe an die Arbeit verfaßten neuen Abschnitt „Elektrotechnik“ nach kurzer Besprechung der physikalischen Grundlagen der Elektrotechnik — absolutes Maßsystem — in ausführlicherer Weise die für den Maschineningenieur wichtigsten Kapitel aus der Lehre von den elektrischen Stromerzeugern und Umformern (Sekundärelemente, Transformatoren, Motoren), sodann die Grundlagen der Photometrie und die elektrische Beleuchtung durch Bogenlicht und Glühlicht behandelt werden, worauf einige Angaben

über die Verteilung der elektrischen Energie (Berechnung und Verlegung elektrischer Leitungen, Einrichtungen elektrischer Zentralen) folgen.

In dem Abschnitt „Kraftmaschinen" haben besonders die Kapitel über Dampf- und Wasserturbinen zum Teil erhebliche Erweiterungen erfahren; auch sind Angaben über Lokomobilen (Verbund-, Heißdampf- und Tandemlokomobile mit doppelter Überhitzung des Arbeitsdampfes) hinzugekommen.

Unter „Dampfturbinen" sind die neueren Konstruktionen von Riedler-Stumpf, Zoelly, Curtis und Rateau in ihren hauptsächlichsten Unterschiedsmerkmalen (Versuchsergebnisse u. s. w.) an Hand zugehöriger Abbildungen besprochen worden, während das Kapitel „Wasserturbinen" durch Aufnahme konstruktiver Einzelheiten für die im Vordergrund des Interesses stehende „Francis-Turbine" und durch Hinweis auf die einschlägige Literatur der letzten Jahre erweitert worden ist; dies gilt besonders bezüglich der allgemeinen Anordnung von Turbinenanlagen, theoretischen Untersuchungen über das hydraulische Verhalten der Francis-Turbine und der Turbinenregulierung, deren Wesen kurz erörtert worden ist.

Auch das Kapitel „Verbrennungsmotoren" hat in textlicher wie in illustrativer Hinsicht manche Vervollkommnung erfahren.

Bei den „Arbeitsmaschinen" sind verschiedene, dem Zwecke des Buches mehr entsprechende Abänderungen getroffen worden. So finden sich unter „Kolbenpumpen" die bisherigen Schaubilder ausgeführter Pumpen durch Schnittzeichnungen ersetzt, die für den auf diesem Gebiete tätigen Konstrukteur brauchbareren Anhalt bieten als jene; es sind ferner neuere Pumpenkonstruktionen (Orvo-Pumpe, schwungradlose Dampfpumpe u. s. w.) eingefügt worden. Unter „Kreiselpumpen" sind ebenfalls neuere Bauarten solcher Pumpen (Turbinenpumpe u. s. w.), und unter „Kompressoren" Angaben über den Einfluß des Kühlwassers auf den Wirkungsgrad der Kompression sowie über die Kühlwassermenge u. s. w. eingeschaltet worden. Weitere Hinzufügungen und Verbesserungen in den verschiedenen Kapiteln des Buches werden dem aufmerksamen Leser nicht entgehen. Insbesondere sei noch auf die zeichnerische Ermittelung der Stabkräfte einfacher Polonceau-Dächer in dem Abschnitt „Die wichtigsten Hochbaukonstruktionen" hingewiesen.

Bei den zu „Dampfkessel" gehörigen bezüglichen Kapiteln konnten die in den Würzburger bezw. Hamburger Normen 1905 enthaltenen Grundsätze Aufnahme finden.

Mit Rücksicht auf den Umfang des Buches sind die im Anhang der ersten Auflage desselben gebrachten auszüglichen Mitteilungen aus dem Patentgesetz, der Gebührenordnung der Ingenieure, sowie derjenigen für gerichtliche Zeugen und Sachverständige in Wegfall gekommen.

Auch diesmal fühle ich mich veranlaßt, den Herren Verfassern größerer Werke über hierher gehörige Maschinen uud Maschinen-

teile für die Erlaubnis der Benutzung ihrer Veröffentlichungen verbindlichsten Dank auszusprechen. Dieser Dank gilt insbesondere Herrn Baudirektor v. Bach, dessen bei A. Kröner, Stuttgart, im Verlag erschienene „Maschinenelemente" ich bei Abfassung der bezüglichen Kapitel im vierten Abschnitte des Hilfsbuches „Maschinenteile" zu einem großen Teil benutzte.

Möge auch die zweite Auflage des Hilfsbuches, dessen äußere Ausstattung sich die Verlagsbuchhandlung, wie bisher, in so vorzüglicher Weise hat angelegen sein lassen, in Schule und Praxis wohlwollende Aufnahme finden.

Mitteilungen über etwaige Irrtümer, sowie wünschenswerte Abänderungen oder Hinzufügungen im Inhalte des Buches werde ich nach wie vor stets dankbar entgegennehmen.

Chemnitz, im März 1906.

Fr. Freytag.

Berichtigungen.

Seite 58 unter 3. Belastungsfall lies: $f = \frac{P}{EJ} \frac{l_1^2 l_2^2}{3\,l}$ statt: $f = \frac{P}{EJ} \frac{l\, l_1\, l_2}{3}$

Seite 161 Zeile 8 von unten lies: kg cm statt: kg/qcm.

Seite 397 Zeile 17 von unten lies: $\zeta = \frac{v_u^2}{2g}$ statt: $\zeta = \frac{v_2}{2g}$.

Seite 654 Zeile 6 von oben lies: $\xi = r \sin(\delta + \alpha)$ 98
statt: $= r \sin(\delta +$ 98

Seite 656 Zeile 9 10 von oben lies: das Excenter statt: des Excenters.

Inhaltsverzeichnis.

Erster Abschnitt.

Mathematik.

Zweiter Abschnitt.

Mechanik.

Dritter Abschnitt.

Elastizität und Festigkeit der Materialien.

Vierter Abschnitt.

Maschinenteile.

Fünfter Abschnitt.

Arbeitsmaschinen.

Achter Abschnitt.

Die wichtigsten Hochbaukonstruktionen.

Anhang.

Erster Abschnitt.

Mathematik.

I. Tafeln.

A. Tafeln der Potenzen, Wurzeln, Briggsschen Logarithmen, Kreisumfänge und Kreisflächen.

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
1	1	1	1,0000	1,0000	0,00000	1000,000	3,142	0,7854	1
2	4	8	1,4142	1,2599	0,30103	500,000	6,283	3,1416	2
3	9	27	1,7321	1,4422	0,47712	333,333	9,425	7,0686	3
4	16	64	2,0000	1,5874	0,60206	250,000	12,566	12,5664	4
5	25	125	2,2361	1,7100	0,69897	200,000	15,708	19,6350	5
6	36	216	2,4495	1,8171	0,77815	166,667	18,850	28,2743	6
7	49	343	2,6458	1,9129	0,84510	142,857	21,991	38,4845	7
8	64	512	2,8284	2,0000	0,90309	125,000	25,133	50,2655	8
9	81	729	3,0000	2,0801	0,95424	111,111	28,274	63,6173	9
10	1 00	1 000	3,1623	2,1544	1,00000	100,000	31,416	78,5398	**10**
11	1 21	1 331	3,3166	2,2240	1,04139	90,9091	34,558	95,0332	11
12	1 44	1 728	3,4641	2,2894	1,07918	83,3333	37,699	113,097	12
13	1 69	2 197	3,6056	2,3513	1,11394	76,9231	40,841	132,732	13
14	1 96	2 744	3,7417	2,4101	1,14613	71,4286	43,982	153,938	14
15	2 25	3 375	3,8730	2,4662	1,17609	66,6667	47,124	176,715	15
16	2 56	4 096	4,0000	2,5198	1,20412	62,5000	50,265	201,062	16
17	2 89	4 913	4,1231	2,5713	1,23045	58,8235	53,407	226,980	17
18	3 24	5 832	4,2426	2,6207	1,25527	55,5556	56,549	254,469	18
19	3 61	6 859	4,3589	2,6684	1,27875	52,6316	59,690	283,529	19
20	4 00	8 000	4,4721	2,7144	1,30103	50,0000	62,832	314,159	**20**
21	4 41	9 261	4,5826	2,7589	1,32222	47,6190	65,973	346,361	21
22	4 84	10 648	4,6904	2,8020	1,34242	45,4545	69,115	380,133	22
23	5 29	12 167	4,7958	2,8439	1,36173	43,4783	72,257	415,476	23
24	5 76	13 824	4,8990	2,8845	1,38021	41,6667	75,398	452,389	24
25	6 25	15 625	5,0000	2,9240	1,39794	40,0000	78,540	490,874	25
26	6 76	17 576	5,0990	2,9625	1,41497	38,4615	81,681	530,929	26
27	7 29	19 683	5,1962	3,0000	1,43136	37,0370	84,823	572,555	27
28	7 84	21 952	5,2915	3,0366	1,44716	35,7143	87,965	615,752	28
29	8 41	24 389	5,3852	3,0723	1,46240	34,4828	91,106	660,520	29
30	9 00	27 000	5,4772	3,1072	1,47712	33,3333	94,248	706,858	**30**
31	9 61	29 791	5,5678	3,1414	1,49136	32,2581	97,389	754,768	31
32	10 24	32 768	5,6569	3,1748	1,50515	31,2500	100,531	804,248	32
33	10 89	35 937	5,7446	3,2075	1,51851	30,3030	103,673	855,299	33
34	11 56	39 304	5,8310	3,2396	1,53148	29,4118	106,814	907,920	34
35	12 25	42 875	5,9161	3,2711	1,54407	28,5714	109,956	962,113	35
36	12 96	46 656	6,0000	3,3019	1,55630	27,7778	113,097	1017,88	36
37	13 69	50 653	6,0828	3,3322	1,56820	27,0270	116,239	1075,21	37
38	14 44	54 872	6,1644	3,3620	1,57978	26,3158	119,381	1134,11	38
39	15 21	59 319	6,2450	3,3912	1,59106	25,6410	122,522	1194,59	39
40	16 00	64 000	6,3246	3,4200	1,60206	25,0000	125,66	1256,64	**40**
41	16 81	68 921	6,4031	3,4482	1,61278	24,3902	128,81	1320,25	41
42	17 64	74 088	6,4807	3,4760	1,62325	23,8095	131,95	1385,44	42
43	18 49	79 507	6,5574	3,5034	1,63347	23,2558	135,09	1452,20	43
44	19 36	85 184	6,6332	3,5303	1,64345	22,7273	138,23	1520,53	44
45	20 25	91 125	6,7082	3,5569	1,65321	22,2222	141,37	1590,43	45
46	21 16	97 336	6,7823	3,5830	1,66276	21,7391	144,51	1661,90	46
47	22 09	103 823	6,8557	3,6088	1,67210	21,2766	147,65	1734,94	47
48	23 04	110 592	6,9282	3,6342	1,68124	20,8333	150,80	1809,56	48
49	24 01	117 649	7,0000	3,6593	1,69020	20,4082	153,94	1885,74	49
50	25 00	125 000	7,0711	3,6840	1,69897	20,0000	157,08	1963,50	**50**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
50	25 00	125 000	7,0711	3,6840	1,69897	20,0000	157,08	1963,50	**50**
51	26 01	132 651	7,1414	3,7084	1,70757	19,6078	160,22	2042,82	51
52	27 04	140 608	7,2111	3,7325	1,71600	19,2308	163,36	2123,72	52
53	28 09	148 877	7,2801	3,7563	1,72428	18,8679	166,50	2206,18	53
54	29 16	157 464	7,3485	3,7798	1,73239	18,5185	169,65	2290,22	54
55	30 25	166 375	7,4162	3,8030	1,74036	18,1818	172,79	2375,83	55
56	31 36	175 616	7,4833	3,8259	1,74819	17,8571	175,93	2463,01	56
57	32 49	185 193	7,5498	3,8485	1,75587	17,5439	179,07	2551,76	57
58	33 64	195 112	7,6158	3,8709	1,76343	17,2414	182,21	2642,08	58
59	34 81	205 379	7,6811	3,8930	1,77085	16,9492	185,35	2733,97	59
60	36 00	216 000	7,7460	3,9149	1,77815	16,6667	188,50	2827,43	**60**
61	37 21	226 981	7,8102	3,9365	1,78533	16,3934	191,64	2922,47	61
62	38 44	238 328	7,8740	3,9579	1,79239	16,1290	194,78	3019,07	62
63	39 69	250 047	7,9373	3,9791	1,79934	15,8730	197,92	3117,25	63
64	40 96	262 144	8,0000	4,0000	1,80618	15,6250	201,06	3216,99	64
65	42 25	274 625	8,0623	4,0207	1,81291	15,3846	204,20	3318,31	65
66	43 56	287 496	8,1240	4,0412	1,81954	15,1515	207,35	3421,19	66
67	44 89	300 763	8,1854	4,0615	1,82607	14,9254	210,49	3525,65	67
68	46 24	314 432	8,2462	4,0817	1,83251	14,7059	213,63	3631,68	68
69	47 61	328 509	8,3066	4,1016	1,83885	14,4928	216,77	3739,28	69
70	49 00	343 000	8,3666	4,1213	1,84510	14,2857	219,91	3848,45	**70**
71	50 41	357 911	8,4261	4,1408	1,85126	14,0845	223,05	3959,19	71
72	51 84	373 248	8,4853	4,1602	1,85733	13,8889	226,19	4071,50	72
73	53 29	389 017	8,5440	4,1793	1,86332	13,6986	229,34	4185,39	73
74	54 76	405 224	8,6023	4,1983	1,86923	13,5135	232,48	4300,84	74
75	56 25	421 875	8,6603	4,2172	1,87506	13,3333	235,62	4417,86	75
76	57 76	438 976	8,7178	4,2358	1,88081	13,1579	238,76	4536,46	76
77	59 29	456 533	8,7750	4,2543	1,88649	12,9870	241,90	4656,63	77
78	60 84	474 552	8,8318	4,2727	1,89209	12,8205	245,04	4778,36	78
79	62 41	493 039	8,8882	4,2908	1,89763	12,6582	248,19	4901,67	79
80	64 00	512 000	8,9443	4,3089	1,90309	12,5000	251,33	5026,55	**80**
81	65 61	531 441	9,0000	4,3267	1,90849	12,3457	254,47	5153,00	81
82	67 24	551 368	9,0554	4,3445	1,91381	12,1951	257,61	5281,02	82
83	68 89	571 787	9,1104	4,3621	1,91908	12,0482	260,75	5410,61	83
84	70 56	592 704	9,1652	4,3795	1,92428	11,9048	263,89	5541,77	84
85	72 25	614 125	9,2195	4,3968	1,92942	11,7647	267,04	5674,50	85
86	73 96	636 056	9,2736	4,4140	1,93450	11,6279	270,18	5808,80	86
87	75 69	658 503	9,3274	4,4310	1,93952	11,4943	273,32	5944,68	87
88	77 44	681 472	9,3808	4,4480	1,94448	11,3636	276,46	6082,12	88
89	79 21	704 969	9,4340	4,4647	1,94939	11,2360	279,60	6221,14	89
90	81 00	729 000	9,4868	4,4814	1,95424	11,1111	282,74	6361,73	**90**
91	82 81	753 571	9,5394	4,4979	1,95904	10,9890	285,88	6503,88	91
92	84 64	778 688	9,5917	4,5144	1,96379	10,8696	289,03	6647,61	92
93	86 49	804 357	9,6437	4,5307	1,96848	10,7527	292,17	6792,91	93
94	88 36	830 584	9,6954	4,5468	1,97313	10,6383	295,31	6939,78	94
95	90 25	857 375	9,7468	4,5629	1,97772	10,5263	298,45	7088,22	95
96	92 16	884 736	9,7980	4,5789	1,98227	10,4167	301,59	7238,23	96
97	94 09	912 673	9,8489	4,5947	1,98677	10,3093	304,73	7389,81	97
98	96 04	941 192	9,8995	4,6104	1,99123	10,2041	307,88	7542,96	98
99	98 01	970 299	9,9499	4,6261	1,99564	10,1010	311,02	7697,69	99
100	1 00 00	1 000 000	10,0000	4,6416	2,00000	10,0000	314,16	7853,98	**100**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
100	10000	1000000	10,0000	4,6416	2,00000	10,0000	314,16	7853,98	**100**
101	10201	1030301	10,0499	4,6570	2,00432	9,90099	317,30	8011,85	101
102	10404	1061208	10,0995	4,6723	2,00860	9,80392	320,44	8171,28	102
103	10609	1092727	10,1489	4,6875	2,01284	9,70874	323,58	8332,29	103
104	10816	1124864	10,1980	4,7027	2,01703	9,61538	326,73	8494,87	104
105	11025	1157625	10,2470	4,7177	2,02119	9,52381	329,87	8659,01	105
106	11236	1191016	10,2956	4,7326	2,02531	9,43396	333,01	8824,73	106
107	11449	1225043	10,3441	4,7475	2,02938	9,34579	336,15	8992,02	107
108	11664	1259712	10,3923	4,7622	2,03342	9,25926	339,29	9160,88	108
109	11881	1295029	10,4403	4,7769	2,03743	9,17431	342,43	9331,32	109
110	12100	1331000	10,4881	4,7914	2,04139	9,09091	345,58	9503,32	**110**
111	12321	1367631	10,5357	4,8059	2,04532	9,00901	348,72	9676,89	111
112	12544	1404928	10,5830	4,8203	2,04922	8,92857	351,86	9852,03	112
113	12769	1442897	10,6301	4,8346	2,05308	8,84956	355,00	10028,7	113
114	12996	1481544	10.6771	4,8488	2,05690	8,77193	358,14	10207,0	114
115	13225	1520875	10,7238	4,8629	2,06070	8,69565	361,28	10386,9	115
116	13456	1560896	10,7703	4,8770	2,06446	8,62069	364,42	10568,3	116
117	13689	1601613	10,8167	4,8910	2,06819	8,54701	367,57	10751,3	117
118	13924	1643032	10,8628	4,9049	2,07188	8,47458	370,71	10935,9	118
119	14161	1685159	10,9087	4,9187	2,07555	8,40336	373,85	11122,0	119
120	14400	1728000	10,9545	4,9324	2,07918	8,33333	376,99	11309,7	**120**
121	14641	1771561	11,0000	4,9461	2,08279	8,26446	380,13	11499,0	121
122	14884	1815848	11,0454	4,9597	2,08636	8,19672	383,27	11689,9	122
123	15129	1860867	11,0905	4,9732	2,08991	8,13008	386,42	11882,3	123
124	15376	1906624	11,1355	4,9866	2,09342	8,06452	389,56	12076,3	124
125	15625	1953125	11,1803	5,0000	2,09691	8,00000	392,70	12271,8	125
126	15876	2000376	11,2250	5,0133	2,10037	7,93651	395,84	12469,0	126
127	16129	2048383	11,2694	5,0265	2,10380	7,87402	398,98	12667,7	127
128	16384	2097152	11,3137	5,0397	2,10721	7,81250	402,12	12868,0	128
129	16641	2146689	11,3578	5,0528	2,11059	7,75194	405,27	13069,8	129
130	16900	2197000	11,4018	5,0658	2,11394	7,69231	408,41	13273,2	**130**
131	17161	2248091	11,4455	5,0788	2,11727	7,63359	411,55	13478,2	131
132	17424	2299968	11,4891	5,0916	2,12057	7,57576	414,69	13684,8	132
133	17689	2352637	11,5326	5,1045	2,12385	7,51880	417,83	13892,9	133
134	17956	2406104	11,5758	5,1172	2,12710	7,46269	420,97	14102,6	134
135	18225	2460375	11,6190	5,1299	2,13033	7,40741	424,12	14313,9	135
136	18496	2515456	11,6619	5,1426	2,13354	7,35294	427,26	14526,7	136
137	18769	2571353	11,7047	5,1551	2,13672	7,29927	430,40	14741,1	137
138	19044	2628072	11,7473	5,1676	2,13988	7,24638	433,54	14957,1	138
139	19321	2685619	11,7898	5,1801	2,14301	7,19424	436,68	15174,7	139
140	19600	2744000	11,8322	5,1925	2,14613	7,14286	439,82	15393,8	**140**
141	19881	2803221	11,8743	5,2048	2,14922	7,09220	442,96	15614,5	141
142	20164	2863288	11,9164	5,2171	2,15229	7,04225	446,11	15836,8	142
143	20449	2924207	11,9583	5,2293	2,15534	6,99301	449,25	16060,6	143
144	20736	2985984	12,0000	5,2415	2,15836	6,94444	452,39	16286,0	144
145	21025	3048625	12,0416	5,2536	2,16137	6,89655	455,53	16513,0	145
146	21316	3112136	12,0830	5,2656	2,16435	6,84932	458,67	16741,5	146
147	21609	3176523	12,1244	5,2776	2,16732	6.80272	461,81	16971,7	147
148	21904	3241792	12,1655	5,2896	2,17026	6,75676	464,96	17203,4	148
149	22201	3307949	12,2066	5,3015	2,17319	6,71141	468,10	17436,6	149
150	22500	3375000	12,2474	5,3133	2,17609	6,66667	471,24	17671,5	**150**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
150	22500	3375000	12,2474	5,3133	2,17609	6,66667	471,24	17671,5	**150**
151	22801	3442951	12,2882	5,3251	2,17898	6,62252	474,38	17907,9	151
152	23104	3511808	12,3288	5,3368	2,18184	6,57895	477,52	18145,8	152
153	23409	3581577	12,3693	5,3485	2,18469	6,53595	480,66	18385,4	153
154	23716	3652264	12,4097	5,3601	2,18752	6,49351	483,81	18626,5	154
155	24025	3723875	12,4499	5,3717	2,19033	6,45161	486,95	18869,2	155
156	24336	3796416	12,4900	5,3832	2,19312	6,41026	490,09	19113,4	156
157	24649	3869893	12,5300	5,3947	2,19590	6,36943	493,23	19359,3	157
158	24964	3944312	12,5698	5,4061	2,19866	6,32911	496,37	19606,7	158
159	25281	4019679	12,6095	5,4175	2,20140	6,28931	499,51	19855,7	159
160	25600	4096000	12,6491	5,4288	2,20412	6,25000	502,65	20106,2	**160**
161	25921	4173281	12,6886	5,4401	2,20683	6,21118	505,80	20358,3	161
162	26244	4251528	12,7279	5,4514	2,20952	6,17284	508,94	20612,0	162
163	26569	4330747	12,7671	5,4626	2,21219	6,13497	512,08	20867,2	163
164	26896	4410944	12,8062	5,4737	2,21484	6,09756	515,22	21124,1	164
165	27225	4492125	12,8452	5,4848	2,21748	6,06061	518,36	21382,5	165
166	27556	4574296	12,8841	5,4959	2,22011	6,02410	521,50	21642,4	166
167	27889	4657463	12,9228	5,5069	2,22272	5,98802	524,65	21904,0	167
168	28224	4741632	12,9615	5,5178	2,22531	5,95238	527,79	22167,1	168
169	28561	4826809	13,0000	5,5288	2,22789	5,91716	530,93	22431,8	169
170	28900	4913000	13,0384	5,5397	2,23045	5,88235	534,07	22698,0	**170**
171	29241	5000211	13,0767	5,5505	2,23300	5,84795	537,21	22965,8	171
172	29584	5088448	13,1149	5,5613	2,23553	5,81395	540,35	23235,2	172
173	29929	5177717	13,1529	5,5721	2,23805	5,78035	543,50	23506,2	173
174	30276	5268024	13,1909	5,5828	2,24055	5,74713	546,64	23778,7	174
175	30625	5359375	13,2288	5,5934	2,24304	5,71429	549,78	24052,8	175
176	30976	5451776	13,2665	5,6041	2,24551	5,68182	552,92	24328,5	176
177	31329	5545233	13,3041	5,6147	2,24797	5,64972	556,[illegible]6	24605,7	177
178	31684	5639752	13,3417	5,6252	2,25042	5,61798	559,20	24884,6	178
179	32041	5735339	13,3791	5,6357	2,25285	5,58659	562,35	25164,9	179
180	32400	5832000	13,4164	5,6462	2,25527	5,55556	565,49	25446,9	**180**
181	32761	5929741	13,4536	5,6567	2,25768	5,52486	568,63	25730,4	181
182	33124	6028568	13,4907	5,6671	2,26007	5,49451	571,77	26015,5	182
183	33489	6128487	13,5277	5,6774	2,26245	5,46448	574,91	26302,2	183
184	33856	6229504	13,5647	5,6877	2,26482	5,43478	578,05	26590,4	184
185	34225	6331625	13,6015	5,6980	2,26717	5,40541	581,19	26880,3	185
186	34596	6434856	13,6382	5,7083	2,26951	5,37634	584,34	27171,6	186
187	34969	6539203	13,6748	5,7185	2,27184	5,34759	587,48	27464,6	187
188	35344	6644672	13,7113	5,7287	2,27416	5,31915	590,62	27759,1	188
189	35721	6751269	13,7477	5,7388	2,27646	5,29101	593,76	28055,2	189
190	36100	6859000	13,7840	5,7489	2,27875	5,26316	596,90	28352,9	**190**
191	36481	6967871	13,8203	5,7590	2,28103	5,23560	600,04	28652,1	191
192	36864	7077888	13,8564	5,7690	2,28330	5,20833	603,19	28952,9	192
193	37249	7189057	13,8924	5,7790	2,28556	5,18135	606,33	29255,3	193
194	37636	7301384	13,9284	5,7890	2,28780	5,15464	609,47	29559,2	194
195	38025	7414875	13,9642	5,7989	2,29003	5,12821	612,61	29864,8	195
196	38416	7529536	14,0000	5,8088	2,29226	5,10204	615,75	30171,9	196
197	38809	7645373	14,0357	5,8186	2,29447	5,07614	618,89	30480,5	197
198	39204	7762392	14,0712	5,8285	2,29667	5,05051	622,04	30790,7	198
199	39601	7880599	14,1067	5,8383	2,29885	5,02513	625,18	31102,6	199
200	40000	8000000	14,1421	5,8480	2,30103	5,00000	628,32	31415,9	**200**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
200	40000	8000000	14,1421	5,8480	2,30103	5,00000	628,32	31415,9	**200**
201	40401	8120601	14,1774	5,8578	2,30320	4,97512	631,46	31730,9	201
202	40804	8242408	14,2127	5,8675	2,30535	4,95050	634,60	32047,4	202
203	41209	8365427	14,2478	5,8771	2,30750	4,92611	637,74	32365,5	203
204	41616	8489664	14,2829	5,8868	2,30963	4,90196	640,88	32685,1	204
205	42025	8615125	14,3178	5,8964	2,31175	4,87805	644,03	33006,4	205
206	42436	8741816	14,3527	5,9059	2,31387	4,85437	647,17	33329,2	206
207	42849	8869743	14,3875	5,9155	2,31597	4,83092	650,31	33653,5	207
208	43264	8998912	14,4222	5,9250	2,31806	4,80769	653,45	33979,5	208
209	43681	9129329	14,4568	5,9345	2,32015	4,78469	656,59	34307,0	209
210	44100	9261000	14,4914	5,9439	2,32222	4,76190	659,73	34636,1	**210**
211	44521	9393931	14,5258	5,9533	2,32428	4,73934	662,88	34966,7	211
212	44944	9528128	14,5602	5,9627	2,32634	4,71698	666,02	35298,9	212
213	45369	9663597	14,5945	5,9721	2,32838	4,69484	669,16	35632,7	213
214	45796	9800344	14,6287	5,9814	2,33041	4,67290	672,30	35968,1	214
215	46225	9938375	14,6629	5,9907	2,33244	4,65116	675,44	36305,0	215
216	46656	10077696	14,6969	6,0000	2,33445	4,62963	678,58	36643,5	216
217	47089	10218313	14,7309	6,0092	2,33646	4,60829	681,73	36983,6	217
218	47524	10360232	14,7648	6,0185	2,33846	4,58716	684,87	37325,3	218
219	47961	10503459	14,7986	6,0277	2,34044	4,56621	688,01	37668,5	219
220	48400	10648000	14,8324	6,0368	2,34242	4,54545	691,15	38013,3	**220**
221	48841	10793861	14,8661	6,0459	2,34439	4,52489	694,29	38359,6	221
222	49284	10941048	14,8997	6,0550	2,34635	4,50450	697,43	38707,6	222
223	49729	11089567	14,9332	6,0641	2,34830	4,48430	700,58	39057,1	223
224	50176	11239424	14,9666	6,0732	2,35025	4,46429	703,72	39408,1	224
225	50625	11390625	15,0000	6,0822	2,35218	4,44444	706,86	39760,8	225
226	51076	11543176	15,0333	6,0912	2,35411	4,42478	710,00	40115,0	226
227	51529	11697083	15,0665	6,1002	2,35603	4,40529	713,14	40470,8	227
228	51984	11852352	15,0997	6,1091	2,35793	4,38596	716,28	40828,1	228
229	52441	12008989	15,1327	6,1180	2,35984	4,36681	719,42	41187,1	229
230	52900	12167000	15,1658	6,1269	2,36173	4,34783	722,57	41547,6	**230**
231	53361	12326391	15,1987	6,1358	2,36361	4,32900	725,71	41909,6	231
232	53824	12487168	15,2315	6,1446	2,36549	4,31034	728,85	42273,3	232
233	54289	12649337	15,2643	6,1534	2,36736	4,29185	731,99	42638,5	233
234	54756	12812904	15,2971	6,1622	2,36922	4,27350	735,13	43005,3	234
235	55225	12977875	15,3297	6,1710	2,37107	4,25532	738,27	43373,6	235
236	55696	13144256	15,3623	6,1797	2,37291	4,23729	741,42	43743,5	236
237	56169	13312053	15,3948	6,1885	2,37475	4,21941	744,56	44115,0	237
238	56644	13481272	15,4272	6,1972	2,37658	4,20168	747,70	44488,1	238
239	57121	13651919	15,4596	6,2058	2,37840	4,18410	750,84	44862,7	239
240	57600	13824000	15,4919	6,2145	2,38021	4,16667	753,98	45238,9	**240**
241	58081	13997521	15,5242	6,2231	2,38202	4,14938	757,12	45616,7	241
242	58564	14172488	15,5563	6,2317	2,38382	4,13223	760,27	45996,1	242
243	59049	14348907	15,5885	6,2403	2,38561	4,11523	763,41	46377,0	243
244	59536	14526784	15,6205	6,2488	2,38739	4,09836	766,55	46759,5	244
245	60025	14706125	15,6525	6,2573	2,38917	4,08163	769,69	47143,5	245
246	60516	14886936	15,6844	6,2658	2,39094	4,06504	772,83	47529,2	246
247	61009	15069223	15,7162	6,2743	2,39270	4,04858	775,97	47916,4	247
248	61504	15252992	15,7480	6,2828	2,39445	4,03226	779,11	48305,1	248
249	62001	15438249	15,7797	6,2912	2,39620	4,01606	782,26	48695,5	249
250	62500	15625000	15,8114	6,2996	2,39794	4,00000	785,40	49087,4	**250**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
250	62500	15625000	15,8114	6,2996	2,39794	4,00000	785,40	49087,4	**250**
251	63001	15813251	15,8430	6,3080	2,39967	3,98406	788,54	49480,9	251
252	63504	16003008	15,8745	6,3164	2,40140	3,96825	791,68	49875,9	252
253	64009	16194277	15,9060	6,3247	2,40312	3,95257	794,82	50272,6	253
254	64516	16387064	15,9374	6,3330	2,40483	3,93701	797,96	50670,7	254
255	65025	16581375	15,9687	6,3413	2,40654	3,92157	801,11	51070,5	255
256	65536	16777216	16,0000	6,3496	2,40824	3,90625	804,25	51471,9	256
257	66049	16974593	16,0312	6,3579	2,40993	3,89105	807,39	51874,8	257
258	66564	17173512	16,0624	6,3661	2,41162	3,87597	810,53	52279,2	258
259	67081	17373979	16,0935	6,3743	2,41330	3,86100	813,67	52685,3	259
260	67600	17576000	16,1245	6,3825	2,41497	3,84615	816,81	53092,9	**260**
261	68121	17779581	16,1555	6,3907	2,41664	3,83142	819,96	53502,1	261
262	68644	17984728	16,1864	6,3988	2,41830	3,81679	823,10	53912,9	262
263	69169	18191447	16,2173	6,4070	2,41996	3,80228	826,24	54325,2	263
264	69696	18399744	16,2481	6,4151	2,42160	3,78788	829,38	54739,1	264
265	70225	18609625	16,2788	6,4232	2,42325	3,77358	832,52	55154,6	265
266	70756	18821096	16,3095	6,4312	2,42488	3,75940	835,66	55571,6	266
267	71289	19034163	16,3401	6,4393	2,42651	3,74532	838,81	55990,2	267
268	71824	19248832	16,3707	6,4473	2,42813	3,73134	841,95	56410,4	268
269	72361	19465109	16,4012	6,4553	2,42975	3,71747	845,09	56832,2	269
270	72900	19683000	16,4317	6,4633	2,43136	3,70370	848,23	57255,5	**270**
271	73441	19902511	16,4621	6,4713	2,43297	3,69004	851,37	57680,4	271
272	73984	20123648	16,4924	6,4792	2,43457	3,67647	854,51	58106,9	272
273	74529	20346417	16,5227	6,4872	2,43616	3,66300	857,65	58534,9	273
274	75076	20570824	16,5529	6,4951	2,43775	3,64964	860,80	58964,6	274
275	75625	20796875	16,5831	6,5030	2,43933	3,63636	863,94	59395,7	275
276	76176	21024576	16,6132	6,5108	2,44091	3,62319	867,08	59828,5	276
277	76729	21253933	16,6433	6,5187	2,44248	3,61011	870,22	60262,8	277
278	77284	21484952	16,6733	6,5265	2,44404	3,59712	873,36	60698,7	278
279	77841	21717639	16,7033	6,5343	2,44560	3,58423	876,50	61136,2	279
280	78400	21952000	16,7332	6,5421	2,44716	3,57143	879,65	61575,2	**280**
281	78961	22188041	16,7631	6,5499	2,44871	3,55872	882,79	62015,8	281
282	79524	22425768	16,7929	6,5577	2,45025	3,54610	885,93	62458,0	282
283	80089	22665187	16,8226	6,5654	2,45179	3,53357	889,07	62901,8	283
284	80656	22906304	16,8523	6,5731	2,45332	3,52113	892,21	63347,1	284
285	81225	23149125	16,8819	6,5808	2,45484	3,50877	895,35	63794,0	285
286	81796	23393656	16,9115	6,5885	2,45637	3,49650	898,50	64242,4	286
287	82369	23639903	16,9411	6,5962	2,45788	3,48432	901,64	64692,5	287
288	82944	23887872	16,9706	6,6039	2,45939	3,47222	904,78	65144,1	288
289	83521	24137569	17,0000	6,6115	2,46090	3,46021	907,92	65597,2	289
290	84100	24389000	17,0294	6,6191	2,46240	3,44828	911,06	66052,0	**290**
291	84681	24642171	17,0587	6,6267	2,46389	3,43643	914,20	66508,3	291
292	85264	24897088	17,0880	6,6343	2,46538	3,42466	917,35	66966,2	292
293	85849	25153757	17,1172	6,6419	2,46687	3,41297	920,49	67425,6	293
294	86436	25412184	17,1464	6,6494	2,46835	3,40136	923,63	67886,7	294
295	87025	25672375	17,1756	6,6569	2,46982	3,38983	926,77	68349,3	295
296	87616	25934336	17,2047	6,6644	2,47129	3,37838	929,91	68813,4	296
297	88209	26198073	17,2337	6,6719	2,47276	3,36700	933,05	69279,2	297
298	88804	26463592	17,2627	6,6794	2,47422	3,35570	936,19	69746,5	298
299	89401	26730899	17,2916	6,6869	2,47567	3,34448	939,34	70215,4	299
300	90000	27000000	17,3205	6,6943	2,47712	3,33333	942,48	70685,8	**300**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	log n	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
300	90000	27000000	17,3205	6,6943	2,47712	3,33333	942,48	70685,8	**300**
301	90601	27270901	17,3494	6,7018	2,47857	3,32226	945,62	71157,9	301
302	91204	27543608	17,3781	6,7092	2,48001	3,31126	948,76	71631,5	302
303	91809	27818127	17,4069	6,7166	2,48144	3,30033	951,90	72106,6	303
304	92416	28094464	17,4356	6,7240	2,48287	3,28947	955,04	72583,4	304
305	93025	28372625	17,4642	6,7313	2,48430	3,27869	958,19	73061,7	305
306	93636	28652616	17,4929	6,7387	2,48572	3,26797	961,33	73541,5	306
307	94249	28934443	17,5214	6,7460	2,48714	3,25733	964,47	74023,0	307
308	94864	29218112	17,5499	6,7533	2,48855	3,24675	967,61	74506,0	308
309	95481	29503629	17,5784	6,7606	2,48996	3,23625	970,75	74990,6	309
310	96100	29791000	17,6068	6,7679	2,49136	3,22581	973,89	75476,8	**310**
311	96721	30080231	17,6352	6,7752	2,49276	3,21543	977,04	75964,5	311
312	97344	30371328	17,6635	6,7824	2,49415	3,20513	980,18	76453,8	312
313	97969	30664297	17,6918	6,7897	2,49554	3,19489	983,32	76944,7	313
314	98596	30959144	17,7200	6,7969	2,49693	3,18471	986,46	77437,1	314
315	99225	31255875	17,7482	6,8041	2,49831	3,17460	989,60	77931,1	315
316	99856	31554496	17,7764	6,8113	2,49969	3,16456	992,74	78426,7	316
317	100489	31855013	17,8045	6,8185	2,50106	3,15457	995,88	78923,9	317
318	101124	32157432	17,8326	6,8256	2,50243	3,14465	999,03	79422,6	318
319	101761	32461759	17,8606	6,8328	2,50379	3,13480	1002,2	79922,9	319
320	102400	32768000	17,8885	6,8399	2,50515	3,12500	1005,3	80424,8	**320**
321	103041	33076161	17,9165	6,8470	2,50651	3,11526	1008,5	80928,2	321
322	103684	33386248	17,9444	6,8541	2,50786	3,10559	1011,6	81433,2	322
323	104329	33698267	17,9722	6,8612	2,50920	3,09598	1014,7	81939,8	323
324	104976	34012224	18,0000	6,8683	2,51055	3,08642	1017,9	82448,0	324
325	105625	34328125	18,0278	6,8753	2,51188	3,07692	1021,0	82957,7	325
326	106276	34645976	18,0555	6,8824	2,51322	3,06748	1024,2	83469,0	326
327	106929	34965783	18,0831	6,8894	2,51455	3,05810	1027,3	83981,8	327
328	107584	35287552	18,1108	6,8964	2,51587	3,04878	1030,4	84496,3	328
329	108241	35611289	18,1384	6,9034	2,51720	3,03951	1033,6	85012,3	329
330	108900	35937000	18,1659	6,9104	2,51851	3,03030	1036,7	85529,9	**330**
331	109561	36264691	18,1934	6,9174	2,51983	3,02115	1039,9	86049,0	331
332	110224	36594368	18,2209	6,9244	2,52114	3,01205	1043,0	86569,7	332
333	110889	36926037	18,2483	6,9313	2,52244	3,00300	1046,2	87092,0	333
334	111556	37259704	18,2757	6,9382	2,52375	2,99401	1049,3	87615,9	334
335	112225	37595375	18,3030	6,9451	2,52504	2,98507	1052,4	88141,3	335
336	112896	37933056	18,3303	6,9521	2,52634	2,97619	1055,6	88668,3	336
337	113569	38272753	18,3576	6,9589	2,52763	2,96736	1058,7	89196,9	337
338	114244	38614472	18,3848	6,9658	2,52892	2,95858	1061,9	89727,0	338
339	114921	38958219	18,4120	6,9727	2,53020	2,94985	1065,0	90258,7	339
340	115600	39304000	18,4391	6,9795	2,53148	2,94118	1068,1	90792,0	**340**
341	116281	39651821	18,4662	6,9864	2,53275	2,93255	1071,3	91326,9	341
342	116964	40001688	18,4932	6,9932	2,53403	2,92398	1074,4	91863,3	342
343	117649	40353607	18,5203	7,0000	2,53529	2,91545	1077,6	92401,3	343
344	118336	40707584	18,5472	7,0068	2,53656	2,90698	1080,7	92940,9	344
345	119025	41063625	18,5742	7,0136	2,53782	2,89855	1083,8	93482,0	345
346	119716	41421736	18,6011	7,0203	2,53908	2,89017	1087,0	94024,7	346
347	120409	41781923	18,6279	7,0271	2,54033	2,88184	1090,1	94569,0	347
348	121104	42144192	18,6548	7,0338	2,54158	2,87356	1093,3	95114,9	348
349	121801	42508549	18,6815	7,0406	2,54283	2,86533	1096,4	95662,3	349
350	122500	42875000	18,7083	7,0473	2,54407	2,85714	1099,6	96211,3	**350**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
350	122500	42875000	18,7083	7,0473	2,54407	2,85714	1099,6	96211,3	**350**
351	123201	43243551	18,7350	7,0540	2,54531	2,84900	1102,7	96761,8	351
352	123904	43614208	18,7617	7,0607	2,54654	2,84091	1105,8	97314,0	352
353	124609	43986977	18,7883	7,0674	2,54777	2,83286	1109,0	97867,7	353
354	125316	44361864	18,8149	7,0740	2,54900	2,82486	1112,1	98423,0	354
355	126025	44738875	18,8414	7,0807	2,55023	2,81690	1115,3	98979,8	355
356	126736	45118016	18,8680	7,0873	2,55145	2,80899	1118,4	99538,2	356
357	127449	45499293	18,8944	7,0940	2,55267	2,80112	1121,5	100098	357
358	128164	45882712	18,9209	7,1006	2,55388	2,79330	1124,7	100660	358
359	128881	46268279	18,9473	7,1072	2,55509	2,78552	1127,8	101223	359
360	129600	46656000	18,9737	7,1138	2,55630	2,77778	1131,0	101788	**360**
361	130321	47045881	19,0000	7,1204	2,55751	2,77008	1134,1	102354	361
362	131044	47437928	19,0263	7,1269	2,55871	2,76243	1137,3	102922	362
363	131769	47832147	19,0526	7,1335	2,55991	2,75482	1140,4	103491	363
364	132496	48228544	19,0788	7,1400	2,56110	2,74725	1143,5	104062	364
365	133225	48627125	19,1050	7,1466	2,56229	2,73973	1146,7	104635	365
366	133956	49027896	19,1311	7,1531	2,56348	2,73224	1149,8	105209	366
367	134689	49430863	19,1572	7,1596	2,56467	2,72480	1153,0	105785	367
368	135424	49836032	19,1833	7,1661	2,56585	2,71739	1156,1	106362	368
369	136161	50243409	19,2094	7,1726	2,56703	2,71003	1159,2	106941	369
370	136900	50653000	19,2354	7,1791	2,56820	2,70270	1162,4	107521	**370**
371	137641	51064811	19,2614	7,1855	2,56937	2,69542	1165,5	108103	371
372	138384	51478848	19,2873	7,1920	2,57054	2,68817	1168,7	108687	372
373	139129	51895117	19,3132	7,1984	2,57171	2,68097	1171,8	109272	373
374	139876	52313624	19,3391	7,2048	2,57287	2,67380	1175,0	109858	374
375	140625	52734375	19,3649	7,2112	2,57403	2,66667	1178,1	110447	375
376	141376	53157376	19,3907	7,2177	2,57519	2,65957	1181,2	111036	376
377	142129	53582633	19,4165	7,2240	2,57634	2,65252	1184,4	111628	377
378	142884	54010152	19,4422	7,2304	2,57749	2,64550	1187,5	112221	378
379	143641	54439939	19,4679	7,2368	2,57864	2,63852	1190,7	112815	379
380	144400	54872000	19,4936	7,2432	2,57978	2,63158	1193,8	113411	**380**
381	145161	55306341	19,5192	7,2495	2,58092	2,62467	1196,9	114009	381
382	145924	55742968	19,5448	7,2558	2,58206	2,61780	1200,1	114608	382
383	146689	56181887	19,5704	7,2622	2,58320	2,61097	1203,2	115209	383
384	147456	56623104	19,5959	7,2685	2,58433	2,60417	1206,4	115812	384
385	148225	57066625	19,6214	7,2748	2,58546	2,59740	1209,5	116416	385
386	148996	57512456	19,6469	7,2811	2,58659	2,59067	1212,7	117021	386
387	149769	57960603	19,6723	7,2874	2,58771	2,58398	1215,8	117628	387
388	150544	58411072	19,6977	7,2936	2,58883	2,57732	1218,9	118237	388
389	151321	58863869	19,7231	7,2999	2,58995	2,57069	1222,1	118847	389
390	152100	59319000	19,7484	7,3061	2,59106	2,56410	1225,2	119459	**390**
391	152881	59776471	19,7737	7,3124	2,59218	2,55754	1228,4	120072	391
392	153664	60236288	19,7990	7,3186	2,59329	2,55102	1231,5	120687	392
393	154449	60698457	19,8242	7,3248	2,59439	2,54453	1234,6	121304	393
394	155236	61162984	19,8494	7,3310	2,59550	2,53807	1237,8	121922	394
395	156025	61629875	19,8746	7,3372	2,59660	2,53165	1240,9	122542	395
396	156816	62099136	19,8997	7,3434	2,59770	2,52525	1244,1	123163	396
397	157609	62570773	19,9249	7,3496	2,59879	2,51889	1247,2	123786	397
398	158404	63044792	19,9499	7,3558	2,59988	2,51256	1250,4	124410	398
399	159201	63521199	19,9750	7,3619	2,60097	2,50627	1253,5	125036	399
400	160000	64000000	20,0000	7,3681	2,60206	2,50000	1256,6	125664	**400**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	log n	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
400	160000	64000000	20,0000	7,3681	2,60206	2,50000	1256,6	125664	**400**
401	160801	64481201	20,0250	7,3742	2,60314	2,49377	1259,8	126293	401
402	161604	64964808	20,0499	7,3803	2,60423	2,48756	1262,9	126923	402
403	162409	65450827	20,0749	7,3864	2,60531	2,48139	1266,1	127556	403
404	163216	65939264	20,0998	7,3925	2,60638	2,47525	1269,2	128190	404
405	164025	66430125	20,1246	7,3986	2,60746	2,46914	1272,3	128825	405
406	164836	66923416	20,1494	7,4047	2,60853	2,46305	1275,5	129462	406
407	165649	67419143	20,1742	7,4108	2,60959	2,45700	1278,6	130100	407
408	166464	67917312	20,1990	7,4169	2,61066	2,45098	1281,8	130741	408
409	167281	68417929	20,2237	7,4229	2,61172	2,44499	1284,9	131382	409
410	168100	68921000	20,2485	7,4290	2,61278	2,43902	1288,1	132025	**410**
411	168921	69426531	20,2731	7,4350	2,61384	2,43309	1291,2	132670	411
412	169744	69934528	20,2978	7,4410	2,61490	2,42718	1294,3	133317	412
413	170569	70444997	20,3224	7,4470	2,61595	2,42131	1297,5	133965	413
414	171396	70957944	20,3470	7,4530	2,61700	2,41546	1300,6	134614	414
415	172225	71473375	20,3715	7,4590	2,61805	2,40964	1303,8	135265	415
416	173056	71991296	20,3961	7,4650	2,61909	2,40385	1306,9	135918	416
417	173889	72511713	20,4206	7,4710	2,62014	2,39808	1310,0	136572	417
418	174724	73034632	20,4450	7,4770	2,62118	2,39234	1313,2	137228	418
419	175561	73560059	20,4695	7,4829	2,62221	2,38663	1316,3	137885	419
420	176400	74088000	20,4939	7,4889	2,62325	2,38095	1319,5	138544	**420**
421	177241	74618461	20,5183	7,4948	2,62428	2,37530	1322,6	139205	421
422	178084	75151448	20,5426	7,5007	2,62531	2,36967	1325,8	139867	422
423	178929	75686967	20,5670	7,5067	2,62634	2,36407	1328,9	140531	423
424	179776	76225024	20,5913	7,5126	2,62737	2,35849	1332,0	141196	424
425	180625	76765625	20,6155	7,5185	2,62839	2,35294	1335,2	141863	425
426	181476	77308776	20,6398	7,5244	2,62941	2,34742	1338,3	142531	426
427	182329	77854483	20,6640	7,5302	2,63043	2,34192	1341,5	143201	427
428	183184	78402752	20,6882	7,5361	2,63144	2,33645	1344,6	143872	428
429	184041	78953589	20,7123	7,5420	2,63246	2,33100	1347,7	144545	429
430	184900	79507000	20,7364	7,5478	2,63347	2,32558	1350,9	145220	**430**
431	185761	80062991	20,7605	7,5537	2,63448	2,32019	1354,0	145896	431
432	186624	80621568	20,7846	7,5595	2,63548	2,31481	1357,2	146574	432
433	187489	81182737	20,8087	7,5654	2,63649	2,30947	1360,3	147254	433
434	188356	81746504	20,8327	7,5712	2,63749	2,30415	1363,5	147934	434
435	189225	82312875	20,8567	7,5770	2,63849	2,29885	1366,6	148617	435
436	190096	82881856	20,8806	7,5828	2,63949	2,29358	1369,7	149301	436
437	190969	83453453	20,9045	7,5886	2,64048	2,28833	1372,9	149987	437
438	191844	84027672	20,9284	7,5944	2,64147	2,28311	1376,0	150674	438
439	192721	84604519	20,9523	7,6001	2,64246	2,27790	1379,2	151363	439
440	193600	85184000	20,9762	7,6059	2,64345	2,27273	1382,3	152053	**440**
441	194481	85766121	21,0000	7,6117	2,64444	2,26757	1385,4	152745	441
442	195364	86350888	21,0238	7,6174	2,64542	2,26244	1388,6	153439	442
443	196249	86938307	21,0476	7,6232	2,64640	2,25734	1391,7	154134	443
444	197136	87528384	21,0713	7,6289	2,64738	2,25225	1394,9	154830	444
445	198025	88121125	21,0950	7,6346	2,64836	2,24719	1398,0	155528	445
446	198916	88716536	21,1187	7,6403	2,64933	2,24215	1401,2	156228	446
447	199809	89314623	21,1424	7,6460	2,65031	2,23714	1404,3	156930	447
448	200704	89915392	21,1660	7,6517	2,65128	2,23214	1407,4	157633	448
449	201601	90518849	21,1896	7,6574	2,65225	2,22717	1410,6	158337	449
450	202500	91125000	21,2132	7,6631	2,65321	2,22222	1413,7	159043	**450**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi \cdot n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
450	202500	91125000	21,2132	7,6631	2,65321	2,22222	1413,7	159043	**450**
451	203401	91733851	21,2368	7,6688	2,65418	2,21729	1416,9	159751	451
452	204304	92345408	21,2603	7,6744	2,65514	2,21239	1420,0	160460	452
453	205209	92959677	21,2838	7,6801	2,65610	2,20751	1423,1	161171	453
454	206116	93576664	21,3073	7,6857	2,65706	2,20264	1426,3	161883	454
455	207025	94196375	21,3307	7,6914	2,65801	2,19780	1429,4	162597	455
456	207936	94818816	21,3542	7,6970	2,65896	2,19298	1432,6	163313	456
457	208849	95443993	21,3776	7,7026	2,65992	2,18818	1435,7	164030	457
458	209764	96071912	21,4009	7,7082	2,66087	2,18341	1438,8	164748	458
459	210681	96702579	21,4243	7,7138	2,66181	2,17865	1442,0	165468	459
460	211600	97336000	21,4476	7,7194	2,66276	2,17391	1445,1	166190	**460**
461	212521	97972181	21,4709	7,7250	2,66370	2,16920	1448,3	166914	461
462	213444	98611128	21,4942	7,7306	2,66464	2,16450	1451,4	167639	462
463	214369	99252847	21,5174	7,7362	2,66558	2,15983	1454,6	168365	463
464	215296	99897344	21,5407	7,7418	2,66652	2,15517	1457,7	169093	464
465	216225	100544625	21,5639	7,7473	2,66745	2,15054	1460,8	169823	465
466	217156	101194696	21,5870	7,7529	2,66839	2,14592	1464,0	170554	466
467	218089	101847563	21,6102	7,7584	2,66932	2,14133	1467,1	171287	467
468	219024	102503232	21,6333	7,7639	2,67025	2,13675	1470,3	172021	468
469	219961	103161709	21,6564	7,7695	2,67117	2,13220	1473,4	172757	469
470	220900	103823000	21,6795	7,7750	2,67210	2,12766	1476,5	173494	**470**
471	221841	104487111	21,7025	7,7805	2,67302	2,12314	1479,7	174234	471
472	222784	105154048	21,7256	7,7860	2,67394	2,11864	1482,8	174974	472
473	223729	105823817	21,7486	7,7915	2,67486	2,11416	1486,0	175716	473
474	224676	106496424	21,7715	7,7970	2,67578	2,10970	1489,1	176460	474
475	225625	107171875	21,7945	7,8025	2,67669	2,10526	1492,3	177205	475
476	226576	107850176	21,8174	7,8079	2,67761	2,10084	1495,4	177952	476
477	227529	108531333	21,8403	7,8134	2,67852	2,09644	1498,5	178701	477
478	228484	109215352	21,8632	7,8188	2,67943	2,09205	1501,7	179451	478
479	229441	109902239	21,8861	7,8243	2,68034	2,08768	1504,8	180203	479
480	230400	110592000	21,9089	7,8297	2,68124	2,08333	1508,0	180956	**480**
481	231361	111284641	21,9317	7,8352	2,68215	2,07900	1511,1	181711	481
482	232324	111980168	21,9545	7,8406	2,68305	2,07469	1514,2	182467	482
483	233289	112678587	21,9773	7,8460	2,68395	2,07039	1517,4	183225	483
484	234256	113379904	22,0000	7,8514	2,68485	2,06612	1520,5	183984	484
485	235225	114084125	22,0227	7,8568	2,68574	2,06186	1523,7	184745	485
486	236196	114791256	22,0454	7,8622	2,68664	2,05761	1526,8	185508	486
487	237169	115501303	22,0681	7,8676	2,68753	2,05339	1530,0	186272	487
488	238144	116214272	22,0907	7,8730	2,68842	2,04918	1533,1	187038	488
489	239121	116930169	22,1133	7,8784	2,68931	2,04499	1536,2	187805	489
490	240100	117649000	22,1359	7,8837	2,69020	2,04082	1539,4	188574	**490**
491	241081	118370771	22,1585	7,8891	2,69108	2,03666	1542,5	189345	491
492	242064	119095488	22,1811	7,8944	2,69197	2,03252	1545,7	190117	492
493	243049	119823157	22,2036	7,8998	2,69285	2,02840	1548,8	190890	493
494	244036	120553784	22,2261	7,9051	2,69373	2,02429	1551,9	191665	494
495	245025	121287375	22,2486	7,9105	2,69461	2,02020	1555,1	192442	495
496	246016	122023936	22,2711	7,9158	2,69548	2,01613	1558,2	193221	496
497	247009	122763473	22,2935	7,9211	2,69636	2,01207	1561,4	194000	497
498	248004	123505992	22,3159	7,9264	2,69723	2,00803	1564,5	194782	498
499	249001	124251499	22,3383	7,9317	2,69810	2,00401	1567,7	195565	499
500	250000	125000000	22,3607	7,9370	2,69897	2,00000	1570,8	196350	**500**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
500	250000	125000000	22,3607	7,9370	2,69897	2,00000	1570,8	196350	**500**
501	251001	125751501	22,3830	7,9423	2,69984	1,99601	1573,9	197136	501
502	252004	126506008	22,4054	7,9476	2,70070	1,99203	1577,1	197923	502
503	253009	127263527	22,4277	7,9528	2,70157	1,98807	1580,2	198713	503
504	254016	128024064	22,4499	7,9581	2,70243	1,98413	1583,4	199504	504
505	255025	128787625	22,4722	7,9634	2,70329	1,98020	1586,5	200296	505
506	256036	129554216	22,4944	7,9686	2,70415	1,97628	1589,6	201090	506
507	257049	130323843	22,5167	7,9739	2,70501	1,97239	1592,8	201886	507
508	258064	131096512	22,5389	7,9791	2,70586	1,96850	1595,9	202683	508
509	259081	131872229	22,5610	7,9843	2,70672	1,96464	1599,1	203482	509
510	260100	132651000	22,5832	7,9896	2,70757	1,96078	1602,2	204282	**510**
511	261121	133432831	22,6053	7,9948	2,70842	1,95695	1605,4	205084	511
512	262144	134217728	22,6274	8,0000	2,70927	1,95312	1608,5	205887	512
513	263169	135005697	22,6495	8,0052	2,71012	1,94932	1611,6	206692	513
514	264196	135796744	22,6716	8,0104	2,71096	1,94553	1614,8	207499	514
515	265225	136590875	22,6936	8,0156	2,71181	1,94175	1617,9	208307	515
516	266256	137388096	22,7156	8,0208	2,71265	1,93798	1621,1	209117	516
517	267289	138188413	22,7376	8,0260	2,71349	1,93424	1624,2	209928	517
518	268324	138991832	22,7596	8,0311	2,71433	1,93050	1627,3	210741	518
519	269361	139798359	22,7816	8,0363	2,71517	1,92678	1630,5	211556	519
520	270400	140608000	22,8035	8,0415	2,71600	1,92308	1633,6	212372	**520**
521	271441	141420761	22,8254	8,0466	2,71684	1,91939	1636,8	213189	521
522	272484	142236648	22,8473	8,0517	2,71767	1,91571	1639,9	214008	522
523	273529	143055667	22,8692	8,0569	2,71850	1,91205	1643,1	214829	523
524	274576	143877824	22,8910	8,0620	2,71933	1,90840	1646,2	215651	524
525	275625	144703125	22,9129	8,0671	2,72016	1,90476	1649,3	216475	525
526	276676	145531576	22,9347	8,0723	2,72099	1,90114	1652,5	217301	526
527	277729	146363183	22,9565	8,0774	2,72181	1,89753	1655,6	218128	527
528	278784	147197952	22,9783	8,0825	2,72263	1,89394	1658,8	218956	528
529	279841	148035889	23,0000	8,0876	2,72346	1,89036	1661,9	219787	529
530	280900	148877000	23,0217	8,0927	2,72428	1,88679	1665,0	220618	**530**
531	281961	149721291	23,0434	8,0978	2,72509	1,88324	1668,2	221452	531
532	283024	150568768	23,0651	8,1028	2,72591	1,87970	1671,3	222287	532
533	284089	151419437	23,0868	8,1079	2,72673	1,87617	1674,5	223123	533
534	285156	152273304	23,1084	8,1130	2,72754	1,87266	1677,6	223961	534
535	286225	153130375	23,1301	8,1180	2,72835	1,86916	1680,8	224801	535
536	287296	153990656	23,1517	8,1231	2,72916	1,86567	1683,9	225642	536
537	288369	154854153	23,1733	8,1281	2,72997	1,86220	1687,0	226484	537
538	289444	155720872	23,1948	8,1332	2,73078	1,85874	1690,2	227329	538
539	290521	156590819	23,2164	8,1382	2,73159	1,85529	1693,3	228175	539
540	291600	157464000	23,2379	8,1433	2,73239	1,85185	1696,5	229022	**540**
541	292681	158340421	23,2594	8,1483	2,73320	1,84843	1699,6	229871	541
542	293764	159220088	23,2809	8,1533	2,73400	1,84502	1702,7	230722	542
543	294849	160103007	23,3024	8,1583	2,73480	1,84162	1705,9	231574	543
544	295936	160989184	23,3238	8,1633	2,73560	1,83824	1709,0	232428	544
545	297025	161878625	23,3452	8,1683	2,73640	1,83486	1712,2	233283	545
546	298116	162771336	23,3666	8,1733	2,73719	1,83150	1715,3	234140	546
547	299209	163667323	23,3880	8,1783	2,73799	1,82815	1718,5	234998	547
548	300304	164566592	23,4094	8,1833	2,73878	1,82482	1721,6	235858	548
549	301401	165469149	23,4307	8,1882	2,73957	1,82149	1724,7	236720	549
550	302500	166375000	23,4521	8,1932	2,74036	1,81818	1727,9	237583	**550**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
550	302500	166375000	23,4521	8,1932	2,74036	1,81818	1727,9	237583	**550**
551	303601	167284151	23,4734	8,1982	2,74115	1,81488	1731,0	238448	551
552	304704	168196608	23,4947	8,2031	2,74194	1,81159	1734,2	239314	552
553	305809	169112377	23,5160	8,2081	2,74273	1,80832	1737,3	240182	553
554	306916	170031464	23,5372	8,2130	2,74351	1,80505	1740,4	241051	554
555	308025	170953875	23,5584	8,2180	2,74429	1,80180	1743,6	241922	555
556	309136	171879616	23,5797	8,2229	2,74507	1,79856	1746,7	242795	556
557	310249	172808693	23,6008	8,2278	2,74586	1,79533	1749,9	243669	557
558	311364	173741112	23,6220	8,2327	2,74663	1,79211	1753,0	244545	558
559	312481	174676879	23,6432	8,2377	2,74741	1,78891	1756,2	245422	559
560	313600	175616000	23,6643	8,2426	2,74819	1,78571	1759,3	246301	**560**
561	314721	176558481	23,6854	8,2475	2,74896	1,78253	1762,4	247181	561
562	315844	177504328	23,7065	8,2524	2,74974	1,77936	1765,6	248063	562
563	316969	178453547	23,7276	8,2573	2,75051	1,77620	1768,7	248947	563
564	318096	179406144	23,7487	8,2621	2,75128	1,77305	1771,9	249832	564
565	319225	180362125	23,7697	8,2670	2,75205	1,76991	1775,0	250719	565
566	320356	181321496	23,7908	8,2719	2,75282	1,76678	1778,1	251607	566
567	321489	182284263	23,8118	8,2768	2,75358	1,76367	1781,3	252497	567
568	322624	183250432	23,8328	8,2816	2,75435	1,76056	1784,4	253388	568
569	323761	184220009	23,8537	8,2865	2,75511	1,75747	1787,6	254281	569
570	324900	185193000	23,8747	8,2913	2,75587	1,75439	1790,7	255176	**570**
571	326041	186169411	23,8956	8,2962	2,75664	1,75131	1793,8	256072	571
572	327184	187149248	23,9165	8,3010	2,75740	1,74825	1797,0	256970	572
573	328329	188132517	23,9374	8,3059	2,75815	1,74520	1800,1	257869	573
574	329476	189119224	23,9583	8,3107	2,75891	1,74216	1803,3	258770	574
575	330625	190109375	23,9792	8,3155	2,75967	1,73913	1806,4	259672	575
576	331776	191102976	24,0000	8,3203	2,76042	1,73611	1809,6	260576	576
577	332929	192100033	24,0208	8,3251	2,76118	1,73310	1812,7	261482	577
578	334084	193100552	24,0416	8,3300	2,76193	1,73010	1815,8	262389	578
579	335241	194104539	24,0624	8,3348	2,76268	1,72712	1819,0	263298	579
580	336400	195112000	24,0832	8,3396	2,76343	1,72414	1822,1	264208	**580**
581	337561	196122941	24,1039	8,3443	2,76418	1,72117	1825,3	265120	581
582	338724	197137368	24,1247	8,3491	2,76492	1,71821	1828,4	266033	582
583	339889	198155287	24,1454	8,3539	2,76567	1,71527	1831,6	266948	583
584	341056	199176704	24,1661	8,3587	2,76641	1,71233	1834,7	267865	584
585	342225	200201625	24,1868	8,3634	2,76716	1,70940	1837,8	268783	585
586	343396	201230056	24,2074	8,3682	2,76790	1,70648	1841,0	269703	586
587	344569	202262003	24,2281	8,3730	2,76864	1,70358	1844,1	270624	587
588	345744	203297472	24,2487	8,3777	2,76938	1,70068	1847,3	271547	588
589	346921	204336469	24,2693	8,3825	2,77012	1,69779	1850,4	272471	589
590	348100	205379000	24,2899	8,3872	2,77085	1,69492	1853,5	273397	**590**
591	349281	206425071	24,3105	8,3919	2,77159	1,69205	1856,7	274325	591
592	350464	207474688	24,3311	8,3967	2,77232	1,68919	1859,8	275254	592
593	351649	208527857	24,3516	8,4014	2,77305	1,68634	1863,0	276184	593
594	352836	209584584	24,3721	8,4061	2,77379	1,68350	1866,1	277117	594
595	354025	210644875	24,3926	8,4108	2,77452	1,68067	1869,2	278051	595
596	355216	211708736	24,4131	8,4155	2,77525	1,67785	1872,4	278986	596
597	356409	212776173	24,4336	8,4202	2,77597	1,67504	1875,5	279923	597
598	357604	213847192	24,4540	8,4249	2,77670	1,67224	1878,7	280862	598
599	358801	214921799	24,4745	8,4296	2,77743	1,66945	1881,8	281802	599
600	360000	216000000	24,4949	8,4343	2,77815	1,66667	1885,0	282743	**600**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
600	360000	216000000	24,4949	8,4343	2,77815	1,66667	1885,0	282743	**600**
601	361201	217081801	24,5153	8,4390	2,77887	1,66389	1888,1	283687	601
602	362404	218167208	24,5357	8,4437	2,77960	1,66113	1891,2	284631	602
603	363609	219256227	24,5561	8,4484	2,78032	1,65837	1894,4	285578	603
604	364816	220348864	24,5764	8,4530	2,78104	1,65563	1897,5	286526	604
605	366025	221445125	24,5967	8,4577	2,78176	1,65289	1900,7	287475	605
606	367236	222545016	24,6171	8,4623	2,78247	1,65017	1903,8	288426	606
607	368449	223648543	24,6374	8,4670	2,78319	1,64745	1906,9	289379	607
608	369664	224755712	24,6577	8,4716	2,78390	1,64474	1910,1	290333	608
609	370881	225866529	24,6779	8,4763	2,78462	1,64204	1913,2	291289	609
610	372100	226981000	24,6982	8,4809	2,78533	1,63934	1916,4	292247	**610**
611	373321	228099131	24,7184	8,4856	2,78604	1,63666	1919,5	293206	611
612	374544	229220928	24,7386	8,4902	2,78675	1,63399	1922,7	294166	612
613	375769	230346397	24,7588	8,4948	2,78746	1,63132	1925,8	295128	613
614	376996	231475544	24,7790	8,4994	2,78817	1,62866	1928,9	296092	614
615	378225	232608375	24,7992	8,5040	2,78888	1,62602	1932,1	297057	615
616	379456	233744896	24,8193	8,5086	2,78958	1,62338	1935,2	298024	616
617	380689	234885113	24,8395	8,5132	2,79029	1,62075	1938,4	298992	617
618	381924	236029032	24,8596	8,5178	2,79099	1,61812	1941,5	299962	618
619	383161	237176659	24,8797	8,5224	2,79169	1,61551	1944,6	300934	619
620	384400	238328000	24,8998	8,5270	2,79239	1,61290	1947,8	301907	**620**
621	385641	239483061	24,9199	8,5316	2,79309	1,61031	1950,9	302882	621
622	386884	240641848	24,9399	8,5362	2,79379	1,60772	1954,1	303858	622
623	388129	241804367	24,9600	8,5408	2,79449	1,60514	1957,2	304836	623
624	389376	242970624	24,9800	8,5453	2,79518	1,60256	1960,4	305815	624
625	390625	244140625	25,0000	8,5499	2,79588	1,60000	1963,5	306796	625
626	391876	245314376	25,0200	8,5544	2,79657	1,59744	1966,6	307779	626
627	393129	246491883	25,0400	8,5590	2,79727	1,59490	1969,8	308763	627
628	394384	247673152	25,0599	8,5635	2,79796	1,59236	1972,9	309748	628
629	395641	248858189	25,0799	8,5681	2,79865	1,58983	1976,1	310736	629
630	396900	250047000	25,0998	8,5726	2,79934	1,58730	1979,2	311725	**630**
631	398161	251239591	25,1197	8,5772	2,80003	1,58479	1982,3	312715	631
632	399424	252435968	25,1396	8,5817	2,80072	1,58228	1985,5	313707	632
633	400689	253636137	25,1595	8,5862	2,80140	1,57978	1988,6	314700	633
634	401956	254840104	25,1794	8,5907	2,80209	1,57729	1991,8	315696	634
635	403225	256047875	25,1992	8,5952	2,80277	1,57480	1994,9	316692	635
636	404496	257259456	25,2190	8,5997	2,80346	1,57233	1998,1	317690	636
637	405769	258474853	25,2389	8,6043	2,80414	1,56986	2001,2	318690	637
638	407044	259694072	25,2587	8,6088	2,80482	1,56740	2004,3	319692	638
639	408321	260917119	25,2784	8,6132	2,80550	1,56495	2007,5	320695	639
640	409600	262144000	25,2982	8,6177	2,80618	1,56250	2010,6	321699	**640**
641	410881	263374721	25,3180	8,6222	2,80686	1,56006	2013,8	322705	641
642	412164	264609288	25,3377	8,6267	2,80754	1,55763	2016,9	323713	642
643	413449	265847707	25,3574	8,6312	2,80821	1,55521	2020,0	324722	643
644	414736	267089984	25,3772	8,6357	2,80889	1,55280	2023,2	325733	644
645	416025	268336125	25,3969	8,6401	2,80956	1,55039	2026,3	326745	645
646	417316	269586136	25,4165	8,6446	2,81023	1,54799	2029,5	327759	646
647	418609	270840023	25,4362	8,6490	2,81090	1,54560	2032,6	328775	647
648	419904	272097792	25,4558	8,6535	2,81158	1,54321	2035,8	329792	648
649	421201	273359449	25,4755	8,6579	2,81224	1,54083	2038,9	330810	649
650	422500	274625000	25,4951	8,6624	2,81291	1,53846	2042,0	331831	**650**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
650	422500	274625000	25,4951	8,6624	2,81291	1,53846	2042,0	331831	**650**
651	423801	275894451	25,5147	8,6668	2,81358	1,53610	2045,2	332853	651
652	425104	277167808	25,5343	8,6713	2,81425	1,53374	2048,3	333876	652
653	426409	278445077	25,5539	8,6757	2,81491	1,53139	2051,5	334901	653
654	427716	279726264	25,5734	8,6801	2,81558	1,52905	2054,6	335927	654
655	429025	281011375	25,5930	8,6845	2,81624	1,52672	2057,7	336955	655
656	430336	282300416	25,6125	8,6890	2,81690	1,52439	2060,9	337985	656
657	431649	283593393	25,6320	8,6934	2,81757	1,52207	2064,0	339016	657
658	432964	284890312	25,6515	8,6978	2,81823	1,51976	2067,2	340049	658
659	434281	286191179	25,6710	8,7022	2,81889	1,51745	2070,3	341084	659
660	435600	287496000	25,6905	8,7066	2,81954	1,51515	2073,5	342119	**660**
661	436921	288804781	25,7099	8,7110	2,82020	1,51286	2076,6	343157	661
662	438244	290117528	25,7294	8,7154	2,82086	1,51057	2079,7	344196	662
663	439569	291434247	25,7488	8,7198	2,82151	1,50830	2082,9	345237	663
664	440896	292754944	25,7682	8,7241	2,82217	1,50602	2086,0	346279	664
665	442225	294079625	25,7876	8,7285	2,82282	1,50376	2089,2	347323	665
666	443556	295408296	25,8070	8,7329	2,82347	1,50150	2092,3	348368	666
667	444889	296740963	25,8263	8,7373	2,82413	1,49925	2095,4	349415	667
668	446224	298077632	25,8457	8,7416	2,82478	1,49701	2098,6	350464	668
669	447561	299418309	25,8650	8,7460	2,82543	1,49477	2101,7	351514	669
670	448900	300763000	25,8844	8,7503	2,82607	1,49254	2104,9	352565	**670**
671	450241	302111711	25,9037	8,7547	2,82672	1,49031	2108,0	353618	671
672	451584	303464448	25,9230	8,7590	2,82737	1,48810	2111,2	354673	672
673	452929	304821217	25,9422	8,7634	2,82802	1,48588	2114,3	355730	673
674	454276	306182024	25,9615	8,7677	2,82866	1,48368	2117,4	356788	674
675	455625	307546875	25,9808	8,7721	2,82930	1,48148	2120,6	357847	675
676	456976	308915776	26,0000	8,7764	2,82995	1,47929	2123,7	358908	676
677	458329	310288733	26,0192	8,7807	2,83059	1,47710	2126,9	359971	677
678	459684	311665752	26,0384	8,7850	2,83123	1,47493	2130,0	361035	678
679	461041	313046839	26,0576	8,7893	2,83187	1,47275	2133,1	362101	679
680	462400	314432000	26,0768	8,7937	2,83251	1,47059	2136,3	363168	**680**
681	463761	315821241	26,0960	8,7980	2,83315	1,46843	2139,4	364237	681
682	465124	317214568	26,1151	8,8023	2,83378	1,46628	2142,6	365308	682
683	466489	318611987	26,1343	8,8066	2,83442	1,46413	2145,7	366380	683
684	467856	320013504	26,1534	8,8109	2,83506	1,46199	2148,8	367453	684
685	469225	321419125	26,1725	8,8152	2,83569	1,45985	2152,0	368528	685
686	470596	322828856	26,1916	8,8194	2,83632	1,45773	2155,1	369605	686
687	471969	324242703	26,2107	8,8237	2,83696	1,45560	2158,3	370684	687
688	473344	325660672	26,2298	8,8280	2,83759	1,45349	2161,4	371764	688
689	474721	327082769	26,2488	8,8323	2,83822	1,45138	2164,6	372845	689
690	476100	328509000	26,2679	8,8366	2,83885	1,44928	2167,7	373928	**690**
691	477481	329939371	26,2869	8,8408	2,83948	1,44718	2170,8	375013	691
692	478864	331373888	26,3059	8,8451	2,84011	1,44509	2174,0	376099	692
693	480249	332812557	26,3249	8,8493	2,84073	1,44300	2177,1	377187	693
694	481636	334255384	26,3439	8,8536	2,84136	1,44092	2180,3	378276	694
695	483025	335702375	26,3629	8,8578	2,84198	1,43885	2183,4	379367	695
696	484416	337153536	26,3818	8,8621	2,84261	1,43678	2186,5	380459	696
697	485809	338608873	26,4008	8,8663	2,84323	1,43472	2189,7	381553	697
698	487204	340068392	26,4197	8,8706	2,84386	1,43266	2192,8	382649	698
699	488601	341532099	26,4386	8,8748	2,84448	1,43062	2196,0	383746	699
700	490000	343000000	26,4575	8,8790	2,84510	1,42857	2199,1	384845	**700**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
700	490000	343000000	26,4575	8,8790	2,84510	1,42857	2199,1	384845	**700**
701	491401	344472101	26,4764	8,8833	2,84572	1,42653	2202,3	385945	701
702	492804	345948408	26,4953	8,8875	2,84634	1,42450	2205,4	387047	702
703	494209	347428927	26,5141	8,8917	2,84696	1,42248	2208,5	388151	703
704	495616	348913664	26,5330	8,8959	2,84757	1,42045	2211,7	389256	704
705	497025	350402625	26,5518	8,9001	2,84819	1,41844	2214,8	390363	705
706	498436	351895816	26,5707	8,9043	2,84880	1,41643	2218,0	391471	706
707	499849	353393243	26,5895	8,9085	2,84942	1,41443	2221,1	392580	707
708	501264	354894912	26,6083	8,9127	2,85003	1,41243	2224,2	393692	708
709	502681	356400829	26,6271	8,9169	2,85065	1,41044	2227,4	394805	709
710	504100	357911000	26,6458	8,9211	2,85126	1,40845	2230,5	395919	**710**
711	505521	359425431	26,6646	8,9253	2,85187	1,40647	2233,7	397035	711
712	506944	360944128	26,6833	8,9295	2,85248	1,40449	2236,8	398153	712
713	508369	362467097	26,7021	8,9337	2,85309	1,40252	2240,0	399272	713
714	509796	363994344	26,7208	8,9378	2,85370	1,40056	2243,1	400393	714
715	511225	365525875	26,7395	8,9420	2,85431	1,39860	2246,2	401515	715
716	512656	367061696	26,7582	8,9462	2,85491	1,39665	2249,4	402639	716
717	514089	368601813	26,7769	8,9503	2,85552	1,39470	2252,5	403765	717
718	515524	370146232	26,7955	8,9545	2,85612	1,39276	2255,7	404892	718
719	516961	371694959	26,8142	8,9587	2,85673	1,39082	2258,8	406020	719
720	518400	373248000	26,8328	8,9628	2,85733	1,38889	2261,9	407150	**720**
721	519841	374805361	26,8514	8,9670	2,85794	1,38696	2265,1	408282	721
722	521284	376367048	26,8701	8,9711	2,85854	1,38504	2268,2	409415	722
723	522729	377933067	26,8887	8,9752	2,85914	1,38313	2271,4	410550	723
724	524176	379503424	26,9072	8,9794	2,85974	1,38122	2274,5	411687	724
725	525625	381078125	26,9258	8,9835	2,86034	1,37931	2277,7	412825	725
726	527076	382657176	26,9444	8,9876	2,86094	1,37741	2280,8	413965	726
727	528529	384240583	26,9629	8,9918	2,86153	1,37552	2283,9	415106	727
728	529984	385828352	26,9815	8,9959	2,86213	1,37363	2287,1	416248	728
729	531441	387420489	27,0000	9,0000	2,86273	1,37174	2290,2	417393	729
730	532900	389017000	27,0185	9,0041	2,86332	1,36986	2293,4	418539	**730**
731	534361	390617891	27,0370	9,0082	2,86392	1,36799	2296,5	419686	731
732	535824	392223168	27,0555	9,0123	2,86451	1,36612	2299,6	420835	732
733	537289	393832837	27,0740	9,0164	2,86510	1,36426	2302,8	421986	733
734	538756	395446904	27,0924	9,0205	2,86570	1,36240	2305,9	423138	734
735	540225	397065375	27,1109	9,0246	2,86629	1,36054	2309,1	424293	735
736	541696	398688256	27,1293	9,0287	2,86688	1,35870	2312,2	425447	736
737	543169	400315553	27,1477	9,0328	2,86747	1,35685	2315,4	426604	737
738	544644	401947272	27,1662	9,0369	2,86806	1,35501	2318,5	427762	738
739	546121	403583419	27,1846	9,0410	2,86864	1,35318	2321,6	428922	739
740	547600	405224000	27,2029	9,0450	2,86923	1,35135	2324,8	430084	**740**
741	549081	406869021	27,2213	9,0491	2,86982	1,34953	2327,9	431247	741
742	550564	408518488	27,2397	9,0532	2,87040	1,34771	2331,1	432412	742
743	552049	410172407	27,2580	9,0572	2,87099	1,34590	2334,2	433578	743
744	553536	411830784	27,2764	9,0613	2,87157	1,34409	2337,3	434746	744
745	555025	413493625	27,2947	9,0654	2,87216	1,34228	2340,5	435916	745
746	556516	415160936	27,3130	9,0694	2,87274	1,34048	2343,6	437087	746
747	558009	416832723	27,3313	9,0735	2,87332	1,33869	2346,8	438259	747
748	559504	418508992	27,3496	9,0775	2,87390	1,33690	2349,9	439433	748
749	561001	420189749	27,3679	9,0816	2,87448	1,33511	2353,1	440609	749
750	562500	421875000	27,3861	9,0856	2,87506	1,33333	2356,2	441786	**750**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
750	562500	421875000	27,3861	9,0856	2,87506	1,33333	2356,2	441786	**750**
751	564001	423564751	27,4044	9,0896	2,87564	1,33156	2359,3	442965	751
752	565504	425259008	27,4226	9,0937	2,87622	1,32979	2362,5	444146	752
753	567009	426957777	27,4408	9,0977	2,87679	1,32802	2365,6	445328	753
754	568516	428661064	27,4591	9,1017	2,87737	1,32626	2368,8	446511	754
755	570025	430368875	27,4773	9,1057	2,87795	1,32450	2371,9	447697	755
756	571536	432081216	27,4955	9,1098	2,87852	1,32275	2375,0	448883	756
757	573049	433798093	27,5136	9,1138	2,87910	1,32100	2378,2	450072	757
758	574564	435519512	27,5318	9,1178	2,87967	1,31926	2381,3	451262	758
759	576081	437245479	27,5500	9,1218	2,88024	1,31752	2384,5	452453	759
760	577600	438976000	27,5681	9,1258	2,88081	1,31579	2387,6	453646	**760**
761	579121	440711081	27,5862	9,1298	2,88138	1,31406	2390,8	454841	761
762	580644	442450728	27,6043	9,1338	2,88195	1,31234	2393,9	456037	762
763	582169	444194947	27,6225	9,1378	2,88252	1,31062	2397,0	457234	763
764	583696	445943744	27,6405	9,1418	2,88309	1,30890	2400,2	458434	764
765	585225	447697125	27,6586	9,1458	2,88366	1,30719	2403,3	459635	765
766	586756	449455096	27,6767	9,1498	2,88423	1,30548	2406,5	460837	766
767	588289	451217663	27,6948	9,1537	2,88480	1,30378	2409,6	462041	767
768	589824	452984832	27,7128	9,1577	2,88536	1,30208	2412,7	463247	768
769	591361	454756609	27,7308	9,1617	2,88593	1,30039	2415,9	464454	769
770	592900	456533000	27,7489	9,1657	2,88649	1,29870	2419,0	465663	**770**
771	594441	458314011	27,7669	9,1696	2,88705	1,29702	2422,2	466873	771
772	595984	460099648	27,7849	9,1736	2,88762	1,29534	2425,3	468085	772
773	597529	461889917	27,8029	9,1775	2,88818	1,29366	2428,5	469298	773
774	599076	463684824	27,8209	9,1815	2,88874	1,29199	2431,6	470513	774
775	600625	465484375	27,8388	9,1855	2,88930	1,29032	2434,7	471730	775
776	602176	467288576	27,8568	9,1894	2,88986	1,28866	2437,9	472948	776
777	603729	469097433	27,8747	9,1933	2,89042	1,28700	2441,0	474168	777
778	605284	470910952	27,8927	9,1973	2,89098	1,28535	2444,2	475389	778
779	606841	472729139	27,9106	9,2012	2,89154	1,28370	2447,3	476612	779
780	608400	474552000	27,9285	9,2052	2,89209	1,28205	2450,4	477836	**780**
781	609961	476379541	27,9464	9,2091	2,89265	1,28041	2453,6	479062	781
782	611524	478211768	27,9643	9,2130	2,89321	1,27877	2456,7	480290	782
783	613089	480048687	27,9821	9,2170	2,89376	1,27714	2459,9	481519	783
784	614656	481890304	28,0000	9,2209	2,89432	1,27551	2463,0	482750	784
785	616225	483736625	28,0179	9,2248	2,89487	1,27389	2466,2	483982	785
786	617796	485587656	28,0357	9,2287	2,89542	1,27226	2469,3	485216	786
787	619369	487443403	28,0535	9,2326	2,89597	1,27065	2472,4	486451	787
788	620944	489303872	28,0713	9,2365	2,89653	1,26904	2475,6	487688	788
789	622521	491169069	28,0891	9,2404	2,89708	1,26743	2478,7	488927	789
790	624100	493039000	28,1069	9,2443	2,89763	1,26582	2481,9	490167	**790**
791	625681	494913671	28,1247	9,2482	2,89818	1,26422	2485,0	491409	791
792	627264	496793088	28,1425	9,2521	2,89873	1,26263	2488,1	492652	792
793	628849	498677257	28,1603	9,2560	2,89927	1,26103	2491,3	493897	793
794	630436	500566184	28,1780	9,2599	2,89982	1,25945	2494,4	495143	794
795	632025	502459875	28,1957	9,2638	2,90037	1,25786	2497,6	496391	795
796	633616	504358336	28,2135	9,2677	2,90091	1,25628	2500,7	497641	796
797	635209	506261573	28,2312	9,2716	2,90146	1,25471	2503,8	498892	797
798	636804	508169592	28,2489	9,2754	2,90200	1,25313	2507,0	500145	798
799	638401	510082399	28,2666	9,2793	2,90255	1,25156	2510,1	501399	799
800	640000	512000000	28,2843	9,2832	2,90309	1,25000	2513,3	502655	**800**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
800	640000	512000000	28,2843	9,2832	2,90309	1,25000	2513,3	502655	**800**
801	641601	513922401	28,3019	9,2870	2,90363	1,24844	2516,4	503912	801
802	643204	515849608	28,3196	9,2909	2,90417	1,24688	2519,6	505171	802
803	644809	517781627	28,3373	9,2948	2,90472	1,24533	2522,7	506432	803
804	646416	519718464	28,3549	9,2986	2,90526	1,24378	2525,8	507694	804
805	648025	521660125	28,3725	9,3025	2,90580	1,24224	2529,0	508958	805
806	649636	523606616	28,3901	9,3063	2,90634	1,24069	2532,1	510223	806
807	651249	525557943	28,4077	9,3102	2,90687	1,23916	2535,3	511490	807
808	652864	527514112	28,4253	9,3140	2,90741	1,23762	2538,4	512758	808
809	654481	529475129	28,4429	9,3179	2,90795	1,23609	2541,5	514028	809
810	656100	531441000	28,4605	9,3217	2,90849	1,23457	2544,7	515300	**810**
811	657721	533411731	28,4781	9,3255	2,90902	1,23305	2547,8	516573	811
812	659344	535387328	28,4956	9,3294	2,90956	1,23153	2551,0	517848	812
813	660969	537367797	28,5132	9,3332	2,91009	1,23001	2554,1	519124	813
814	662596	539353144	28,5307	9,3370	2,91062	1,22850	2557,3	520402	814
815	664225	541343375	28,5482	9,3408	2,91116	1,22699	2560,4	521681	815
816	665856	543338496	28,5657	9,3447	2,91169	1,22549	2563,5	522962	816
817	667489	545338513	28,5832	9,3485	2,91222	1,22399	2566,7	524245	817
818	669124	547343432	28,6007	9,3523	2,91275	1,22249	2569,8	525529	818
819	670761	549353259	28,6182	9,3561	2,91328	1,22100	2573,0	526814	819
820	672400	551368000	28,6356	9,3599	2,91381	1,21951	2576,1	528102	**820**
821	674041	553387661	28,6531	9,3637	2,91434	1,21803	2579,2	529391	821
822	675684	555412248	28,6705	9,3675	2,91487	1,21655	2582,4	530681	822
823	677329	557441767	28,6880	9,3713	2,91540	1,21507	2585,5	531973	823
824	678976	559476224	28,7054	9,3751	2,91593	1,21359	2588,7	533267	824
825	680625	561515625	28,7228	9,3789	2,91645	1,21212	2591,8	534562	825
826	682276	563559976	28,7402	9,3827	2,91698	1,21065	2595,0	535858	826
827	683929	565609283	28,7576	9,3865	2,91751	1,20919	2598,1	537157	827
828	685584	567663552	28,7750	9,3902	2,91803	1,20773	2601,2	538456	828
829	687241	569722789	28,7924	9,3940	2,91855	1,20627	2604,4	539758	829
830	688900	571787000	28,8097	9,3978	2,91908	1,20482	2607,5	541061	**830**
831	690561	573856191	28,8271	9,4016	2,91960	1,20337	2610,7	542365	831
832	692224	575930368	28,8444	9,4053	2,92012	1,20192	2613,8	543671	832
833	693889	578009537	28,8617	9,4091	2,92065	1,20048	2616,9	544979	833
834	695556	580093704	28,8791	9,4129	2,92117	1,19904	2620,1	546288	834
835	697225	582182875	28,8964	9,4166	2,92169	1,19760	2623,2	547599	835
836	698896	584277056	28,9137	9,4204	2,92221	1,19617	2626,4	548912	836
837	700569	586376253	28,9310	9,4241	2,92273	1,19474	2629,5	550226	837
838	702244	588480472	28,9482	9,4279	2,92324	1,19332	2632,7	551541	838
839	703921	590589719	28,9655	9,4316	2,92376	1,19190	2635,8	552858	839
840	705600	592704000	28,9828	9,4354	2,92428	1,19048	2638,9	554177	**840**
841	707281	594823321	29,0000	9,4391	2,92480	1,18906	2642,1	555497	841
842	708964	596947688	29,0172	9,4429	2,92531	1,18765	2645,2	556819	842
843	710649	599077107	29,0345	9,4466	2,92583	1,18624	2648,4	558142	843
844	712336	601211584	29,0517	9,4503	2,92634	1,18483	2651,5	559467	844
845	714025	603351125	29,0689	9,4541	2,92686	1,18343	2654,6	560794	845
846	715716	605495736	29,0861	9,4578	2,92737	1,18203	2657,8	562122	846
847	717409	607645423	29,1033	9,4615	2,92788	1,18064	2660,9	563452	847
848	719104	609800192	29,1204	9,4652	2,92840	1,17925	2664,1	564783	848
849	720801	611960049	29,1376	9,4690	2,92891	1,17786	2667,2	566116	849
850	722500	614125000	29,1548	9,4727	2,92942	1,17647	2670,4	567450	**850**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
850	722500	614125000	29,1548	9,4727	2,92942	1,17647	2670,4	567450	**850**
851	724201	616295051	29,1719	9,4764	2,92993	1,17509	2673,5	568786	851
852	725904	618470208	29,1890	9,4801	2,93044	1,17371	2676,6	570124	852
853	727609	620650477	29,2062	9,4838	2,93095	1,17233	2679,8	571463	853
854	729316	622835864	29,2233	9,4875	2,93146	1,17096	2682,9	572803	854
855	731025	625026375	29,2404	9,4912	2,93197	1,16959	2686,1	574146	855
856	732736	627222016	29,2575	9,4949	2,93247	1,16822	2689,2	575490	856
857	734449	629422793	29,2746	9,4986	2,93298	1,16686	2692,3	576835	857
858	736164	631628712	29,2916	9,5023	2,93349	1,16550	2695,5	578182	858
859	737881	633839779	29,3087	9,5060	2,93399	1,16414	2698,6	579530	859
860	739600	636056000	29,3258	9,5097	2,93450	1,16279	2701,8	580880	**860**
861	741321	638277381	29,3428	9,5134	2,93500	1,16144	2704,9	582232	861
862	743044	640503928	29,3598	9,5171	2,93551	1,16009	2708,1	583585	862
863	744769	642735647	29,3769	9,5207	2,93601	1,15875	2711,2	584940	863
864	746496	644972544	29,3939	9,5244	2,93651	1,15741	2714,3	586297	864
865	748225	647214625	29,4109	9,5281	2,93702	1,15607	2717,5	587655	865
866	749956	649461896	29,4279	9,5317	2,93752	1,15473	2720,6	589014	866
867	751689	651714363	29,4449	9,5354	2,93802	1,15340	2723,8	590375	867
868	753424	653972032	29,4618	9,5391	2,93852	1,15207	2726,9	591738	868
869	755161	656234909	29,4788	9,5427	2,93902	1,15075	2730,0	593102	869
870	756900	658503000	29,4958	9,5464	2,93952	1,14943	2733,2	594468	**870**
871	758641	660776311	29,5127	9,5501	2,94002	1,14811	2736,3	595835	871
872	760384	663054848	29,5296	9,5537	2,94052	1,14679	2739,5	597204	872
873	762129	665338617	29,5466	9,5574	2,94101	1,14548	2742,6	598575	873
874	763876	667627624	29,5635	9,5610	2,94151	1,14416	2745,8	599947	874
875	765625	669921875	29,5804	9,5647	2,94201	1,14286	2748,9	601320	875
876	767376	672221376	29,5973	9,5683	2,94250	1,14155	2752,0	602696	876
877	769129	674526133	29,6142	9,5719	2,94300	1,14025	2755,2	604073	877
878	770884	676836152	29,6311	9,5756	2,94349	1,13895	2758,3	605451	878
879	772641	679151439	29,6479	9,5792	2,94399	1,13766	2761,5	606831	879
880	774400	681472000	29,6648	9,5828	2,94448	1,13636	2764,6	608212	**880**
881	776161	683797841	29,6816	9,5865	2,94498	1,13507	2767,7	609595	881
882	777924	686128968	29,6985	9,5901	2,94547	1,13379	2770,9	610980	882
883	779689	688465387	29,7153	9,5937	2,94596	1,13250	2774,0	612366	883
884	781456	690807104	29,7321	9,5973	2,94645	1,13122	2777,2	613754	884
885	783225	693154125	29,7489	9,6010	2,94694	1,12994	2780,3	615143	885
886	784996	695506456	29,7658	9,6046	2,94743	1,12867	2783,5	616534	886
887	786769	697864103	29,7825	9,6082	2,94792	1,12740	2786,6	617927	887
888	788544	700227072	29,7993	9,6118	2,94841	1,12613	2789,7	619321	888
889	790321	702595369	29,8161	9,6154	2,94890	1,12486	2792,9	620717	889
890	792100	704969000	29,8329	9,6190	2,94939	1,12360	2796,0	622114	**890**
891	793881	707347971	29,8496	9,6226	2,94988	1,12233	2799,2	623513	891
892	795664	709732288	29,8664	9,6262	2,95036	1,12108	2802,3	624913	892
893	797449	712121957	29,8831	9,6298	2,95085	1,11982	2805,4	626315	893
894	799236	714516984	29,8998	9,6334	2,95134	1,11857	2808,6	627718	894
895	801025	716917375	29,9166	9,6370	2,95182	1,11732	2811,7	629124	895
896	802816	719323136	29,9333	9,6406	2,95231	1,11607	2814,9	630530	896
897	804609	721734273	29,9500	9,6442	2,95279	1,11483	2818,0	631938	897
898	806404	724150792	29,9666	9,6477	2,95328	1,11359	2821,2	633348	898
899	808201	726572699	29,9833	9,6513	2,95376	1,11235	2824,3	634760	899
900	810000	729000000	30,0000	9,6549	2,95424	1,11111	2827,4	636173	**900**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	log n	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
900	810000	729000000	30,0000	9,6549	2,95424	1,11111	2827,4	636173	**900**
901	811801	731432701	30,0167	9,6585	2,95472	1,10988	2830,6	637587	901
902	813604	733870808	30,0333	9,6620	2,95521	1,10865	2833,7	639003	902
903	815409	736314327	30,0500	9,6656	2,95569	1,10742	2836,9	640421	903
904	817216	738763264	30,0666	9,6692	2,95617	1,10619	2840,0	641840	904
905	819025	741217625	30,0832	9,6727	2,95665	1,10497	2843,1	643261	905
906	820836	743677416	30,0998	9,6763	2,95713	1,10375	2846,3	644683	906
907	822649	746142643	30,1164	9,6799	2,95761	1,10254	2849,4	646107	907
908	824464	748613312	30,1330	9,6834	2,95809	1,10132	2852,6	647533	908
909	826281	751089429	30,1496	9,6870	2,95856	1,10011	2855,7	648960	909
910	828100	753571000	30,1662	9,6905	2,95904	1,09890	2858,8	650388	**910**
911	829921	756058031	30,1828	9,6941	2,95952	1,09796	2862,0	651818	911
912	831744	758550528	30,1993	9,6976	2,95999	1,09649	2865,1	653250	912
913	833569	761048497	30,2159	9,7012	2,96047	1,09529	2868,3	654684	913
914	835396	763551944	30,2324	9,7047	2,96095	1,09409	2871,4	656118	914
915	837225	766060875	30,2490	9,7082	2,96142	1,09290	2874,6	657555	915
916	839056	768575296	30,2655	9,7118	2,96190	1,09170	2877,7	658993	916
917	840889	771095213	30,2820	9,7153	2,96237	1,09051	2880,8	660433	917
918	842724	773620632	30,2985	9,7188	2,96284	1,08932	2884,0	661874	918
919	844561	776151559	30,3150	9,7224	2,96332	1,08814	2887,1	663317	919
920	846400	778688000	30,3315	9,7259	2,96379	1,08696	2890,3	664761	**920**
921	848241	781229961	30,3480	9,7294	2,96426	1,08578	2893,4	666207	921
922	850084	783777448	30,3645	9,7329	2,96473	1,08460	2896,5	667654	922
923	851929	786330467	30,3809	9,7364	2,96520	1,08342	2899,7	669103	923
924	853776	788889024	30,3974	9,7400	2,96567	1,08225	2902,8	670554	924
925	855625	791453125	30,4138	9,7435	2,96614	1,08108	2906,0	672006	925
926	857476	794022776	30,4302	9,7470	2,96661	1,07991	2909,1	673460	926
927	859329	796597983	30,4467	9,7505	2,96708	1,07875	2912,3	674915	927
928	861184	799178752	30,4631	9,7540	2,96755	1,07759	2915,4	676372	928
929	863041	801765089	30,4795	9,7575	2,96802	1,07643	2918,5	677831	929
930	864900	804357000	30,4959	9,7610	2,96848	1,07527	2921,7	679291	**930**
931	866761	806954491	30,5123	9,7645	2,96895	1,07411	2924,8	680752	931
932	868624	809557568	30,5287	9,7680	2,96942	1,07296	2928,0	682216	932
933	870489	812166237	30,5450	9,7715	2,96988	1,07181	2931,1	683680	933
934	872356	814780504	30,5614	9,7750	2,97035	1,07066	2934,2	685147	934
935	874225	817400375	30,5778	9,7785	2,97081	1,06952	2937,4	686615	935
936	876096	820025856	30,5941	9,7819	2,97128	1,06838	2940,5	688084	936
937	877969	822656953	30,6105	9,7854	2,97174	1,06724	2943,7	689555	937
938	879844	825293672	30,6268	9,7889	2,97220	1,06610	2946,8	691028	938
939	881721	827936019	30,6431	9,7924	2,97267	1,06496	2950,0	692502	939
940	883600	830584000	30,6594	9,7959	2,97313	1,06383	2953,1	693978	**940**
941	885481	833237621	30,6757	9,7993	2,97359	1,06270	2956,2	695455	941
942	887364	835896888	30,6920	9,8028	2,97405	1,06157	2959,4	696934	942
943	889249	838561807	30,7083	9,8063	2,97451	1,06045	2962,5	698415	943
944	891136	841232384	30,7246	9,8097	2,97497	1,05932	2965,7	699897	944
945	893025	843908625	30,7409	9,8132	2,97543	1,05820	2968,8	701380	945
946	894916	846590536	30,7571	9,8167	2,97589	1,05708	2971,9	702865	946
947	896809	849278123	30,7734	9,8201	2,97635	1,05597	2975,1	704352	947
948	898704	851971392	30,7896	9,8236	2,97681	1,05485	2978,2	705840	948
949	900601	854670349	30,8058	9,8270	2,97727	1,05374	2981,4	707330	949
950	902500	857375000	30,8221	9,8305	2,97772	1,05263	2984,5	708822	**950**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	log n	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
950	902500	857375000	30,8221	9,8305	2,97772	1,05263	2984,5	708822	**950**
951	904401	860085351	30,8383	9,8339	2,97818	1,05152	2987,7	710315	951
952	906304	862801408	30,8545	9,8374	2,97864	1,05042	2990,8	711809	952
953	908209	865523177	30,8707	9,8408	2,97909	1,04932	2993,9	713306	953
954	910116	868250664	30,8869	9,8443	2,97955	1,04822	2997,1	714803	954
955	912025	870983875	30,9031	9,8477	2,98000	1,04712	3000,2	716303	955
956	913936	873722816	30,9192	9,8511	2,98046	1,04603	3003,4	717804	956
957	915849	876467493	30,9354	9,8546	2,98091	1,04493	3006,5	719306	957
958	917764	879217912	30,9516	9,8580	2,98137	1,04384	3009,6	720810	958
959	919681	881974079	30,9677	9,8614	2,98182	1,04275	3012,8	722316	959
960	921600	884736000	30,9839	9,8648	2,98227	1,04167	3015,9	723823	**960**
961	923521	887503681	31,0000	9,8683	2,98272	1,04058	3019,1	725332	961
962	925444	890277128	31,0161	9,8717	2,98318	1,03950	3022,2	726842	962
963	927369	893056347	31,0322	9,8751	2,98363	1,03842	3025,4	728354	963
964	929296	895841344	31,0483	9,8785	2,98408	1,03734	3028,5	729867	964
965	931225	898632125	31,0644	9,8819	2,98453	1,03627	3031,6	731382	965
966	933156	901428696	31,0805	9,8854	2,98498	1,03520	3034,8	732899	966
967	935089	904231063	31,0966	9,8888	2,98543	1,03413	3037,9	734417	967
968	937024	907039232	31,1127	9,8922	2,98588	1,03306	3041,1	735937	968
969	938961	909853209	31,1288	9,8956	2,98632	1,03199	3044,2	737458	969
970	940900	912673000	31,1448	9,8990	2,98677	1,03093	3047,3	738981	**970**
971	942841	915498611	31,1609	9,9024	2,98722	1,02987	3050,5	740506	971
972	944784	918330048	31,1769	9,9058	2,98767	1,02881	3053,6	742032	972
973	946729	921167317	31,1929	9,9092	2,98811	1,02775	3056,8	743559	973
974	948676	924010424	31,2090	9,9126	2,98856	1,02669	3059,9	745088	974
975	950625	926859375	31,2250	9,9160	2,98900	1,02564	3063,1	746619	975
976	952576	929714176	31,2410	9,9194	2,98945	1,02459	3066,2	748151	976
977	954529	932574833	31,2570	9,9227	2,98989	1,02354	3069,3	749685	977
978	956484	935441352	31,2730	9,9261	2,99034	1,02249	3072,5	751221	978
979	958441	938313739	31,2890	9,9295	2,99078	1,02145	3075,6	752758	979
980	960400	941192000	31,3050	9,9329	2,99123	1,02041	3078,8	754296	**980**
981	962361	944076141	31,3209	9,9363	2,99167	1,01937	3081,9	755837	981
982	964324	946966168	31,3369	9,9396	2,99211	1,01833	3085,0	757378	982
983	966289	949862087	31,3528	9,9430	2,99255	1,01729	3088,2	758922	983
984	968256	952763904	31,3688	9,9464	2,99300	1,01626	3091,3	760466	984
985	970225	955671625	31,3847	9,9497	2,99344	1,01523	3094,5	762013	985
986	972196	958585256	31,4006	9,9531	2,99388	1,01420	3097,6	763561	986
987	974169	961504803	31,4166	9,9565	2,99432	1,01317	3100,8	765111	987
988	976144	964430272	31,4325	9,9598	2,99476	1,01215	3103,9	766662	988
989	978121	967361669	31,4484	9,9632	2,99520	1,01112	3107,0	768214	989
990	980100	970299000	31,4643	9,9666	2,99564	1,01010	3110,2	769769	**990**
991	982081	973242271	31,4802	9,9699	2,99607	1,00908	3113,3	771325	991
992	984064	976191488	31,4960	9,9733	2,99651	1,00806	3116,5	772882	992
993	986049	979146657	31,5119	9,9766	2,99695	1,00705	3119,6	774441	993
994	988036	982107784	31,5278	9,9800	2,99739	1,00604	3122,7	776002	994
995	990025	985074875	31,5436	9,9833	2,99782	1,00503	3125,9	777564	995
996	992016	988047936	31,5595	9,9866	2,99826	1,00402	3129,0	779128	996
997	994009	991026973	31,5753	9,9900	2,99870	1,00301	3132,2	780693	997
998	996004	994011992	31,5911	9,9933	2,99913	1,00200	3135,3	782260	998
999	998001	997002999	31,6070	9,9967	2,99957	1,00100	3138,5	783828	999

1000

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	— ∞	0,0000	0,6931	1,0986	1,3863	1,6094	1,7918	1,9459	2,0794	2,1972
10	2,3026	2,3979	2,4849	2,5649	2,6391	2,7081	2,7726	2,8332	2,8904	2,9444
20	2,9957	3,0445	3,0910	3,1355	3,1781	3,2189	3,2581	3,2958	3,3322	3,3673
30	3,4012	3,4340	3,4657	3,4965	3,5264	3,5553	3,5835	3,6109	3,6376	3,6636
40	3,6889	3,7136	3,7377	3,7612	3,7842	3,8067	3,8286	3,8501	3,8712	3,8918
50	3,9120	3,9318	3,9512	3,9703	3,9890	4,0073	4,0254	4,0431	4,0604	4,0775
60	4,0943	4,1109	4,1271	4,1431	4,1589	4,1744	4,1897	4,2047	4,2195	4,2341
70	4,2485	4,2627	4,2767	4,2905	4,3041	4,3175	4,3307	4,3438	4,3567	4,3694
80	4,3820	4,3944	4,4067	4,4188	4,4308	4,4427	4,4543	4,4659	4,4773	4,4886
90	4,4998	4,5109	4,5218	4,5326	4,5433	4,5539	4,5643	4,5747	4,5850	4,5951
100	4,6052	4,6151	4,6250	4,6347	4,6444	4,6540	4,6634	4,6728	4,6821	4,6913
110	4,7005	4,7095	4,7185	4,7274	4,7362	4,7449	4,7536	4,7622	4,7707	4,7791
120	4,7875	4,7958	4,8040	4,8122	4,8203	4,8283	4,8363	4,8442	4,8520	4,8598
130	4,8675	4,8752	4,8828	4,8903	4,8978	4,9053	4,9127	4,9200	4,9273	4,9345
140	4,9416	4,9488	4,9558	4,9628	4,9698	4,9767	4,9836	4,9904	4,9972	5,0039
150	5,0106	5,0173	5,0239	5,0304	5,0370	5,0434	5,0499	5,0562	5,0626	5,0689
160	5,0752	5,0814	5,0876	5,0938	5,0999	5,1059	5,1120	5,1180	5,1240	5,1299
170	5,1358	5,1417	5,1475	5,1533	5,1591	5,1648	5,1705	5,1761	5,1818	5,1874
180	5,1930	5,1985	5,2040	5,2095	5,2149	5,2204	5,2257	5,2311	5,2364	5,2417
190	5,2470	5,2523	5,2575	5,2627	5,2679	5,2730	5,2781	5,2832	5,2883	5,2933
200	5,2983	5,3033	5,3083	5,3132	5,3181	5,3230	5,3279	5,3327	5,3375	5,3423
210	5,3471	5,3519	5,3566	5,3613	5,3660	5,3706	5,3753	5,3799	5,3845	5,3891
220	5,3936	5,3982	5,4027	5,4072	5,4116	5,4161	5,4205	5,4250	5,4293	5,4337
230	5,4381	5,4424	5,4467	5,4510	5,4553	5,4596	5,4638	5,4681	5,4723	5,4765
240	5,4806	5,4848	5,4889	5,4931	5,4972	5,5013	5,5053	5,5094	5,6134	5,5175
250	5,5215	5,5255	5,5294	5,5334	5,5373	5,5413	5,5452	5,5491	5,5530	5,5568
260	5,5607	5,5645	5,5683	5,5722	5,5759	5,5797	5,5835	5,5872	5,5910	5,5947
270	5,5984	5,6021	5,6058	5,6095	5,6131	5,6168	5,6204	5,6240	5,6276	5,6312
280	5,6348	5,6384	5,6419	5,6454	5,6490	5,6525	5,6560	5,6595	5,6630	5,6664
290	5,6699	5,6733	5,6768	5,6802	5,6836	5,6870	5,6904	5,6937	5,6971	5,7004
300	5,7038	5,7071	5,7104	5,7137	5,7170	5,7203	5,7236	5,7268	5,7301	5,7333
310	5,7366	5,7398	5,7430	5,7462	5,7494	5,7526	5,7557	5,7589	5,7621	5,7652
320	5,7683	5,7714	5,7746	5,7777	5,7807	5,7838	5,7869	5,7900	5,7930	5,7961
330	5,7991	5,8021	5,8051	5,8081	5,8111	5,8141	5,8171	5,8201	5,8230	5,8260
340	5,8289	5,8319	5,8348	5,8377	5,8406	5,8435	5,8464	5,8493	5,8522	5,8551
350	5,8579	5,8608	5,8636	5,8665	5,8693	5,8721	5,8749	5,8777	5,8805	5,8833
360	5,8861	5,8889	5,8916	5,8944	5,8972	5,8999	5,9026	5,9054	5,9081	5,9011
370	5,9135	5,9162	5,9189	5,9216	5,9243	5,9269	5,9296	5,9322	5,9349	5,9375
380	5,9402	5,9428	5,9454	5,9480	5,9506	5,9532	5,9558	5,9584	5,9610	5,9636
390	5,9661	5,9687	5,9713	5,9738	5,9764	5,9789	5,9814	5,9839	5,9865	5,9890
400	5,9915	5,9940	5,9965	5,9989	6,0014	6,0039	6,0064	6,0088	6,0113	6,0137
410	6,0162	6,0186	6,0210	6,0234	6,0259	6,0283	6,0307	6,0331	6,0355	6,0379
420	6,0403	6,0426	6,0450	6,0474	6,0497	6,0521	6,0544	6,0568	6,0591	6,0615
430	6,0638	6,0661	6,0684	6,0707	6,0730	6,0753	6,0776	6,0799	6,0822	6,0845
440	6,0868	6,0890	6,0913	6,0936	6,0958	6,0981	6,1003	6,1026	6,1048	6,1070
450	6,1092	6,1115	6,1137	6,1159	6,1181	6,1203	6,1225	6,1247	6,1269	6,1291
460	6,1312	6,1334	6,1356	6,1377	6,1399	6,1420	6,1442	6,1463	6,1485	6,1506
470	6,1527	6,1549	6,1570	6,1591	6,1612	6,1633	6,1654	6,1675	6,1696	6,1717
480	6,1738	6,1759	6,1779	6,1800	6,1821	6,1841	6,1862	6,1883	6,1903	6,1924
490	6,1944	6,1964	6,1985	6,2005	6,2025	6,2046	6,2066	6,2086	6,2106	6,2126

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
500	6,2146	6,2166	6,2186	6,2206	6,2226	6,2246	6,2265	6,2285	6,2305	6,2324
510	6,2344	6,2364	6,2383	6,2403	6,2422	6,2442	6,2461	6,2480	6,2500	6,2519
520	6,2538	6,2558	6,2577	6,2596	6,2615	6,2634	6,2653	6,2672	6,2691	6,2710
530	6,2729	6,2748	6,2766	6,2785	6,2804	6,2823	6,2841	6,2860	6,2879	6,2897
540	6,2916	6,2934	6,2953	6,2971	6,2989	6,3008	6,3026	6,3044	6,3063	6,3081
550	6,3099	6,3117	6,3135	6,3154	6,3172	6,3190	6,3208	6,3226	6,3244	6,3261
560	6,3279	6,3297	6,3315	6,3333	6,3351	6,3368	6,3386	6,3404	6,3421	6,3439
570	6,3456	6,3474	6,3491	6,3509	6,3526	6,3544	6,3561	6,3578	6,3596	6,3613
580	6,3630	6,3648	6,3665	6,3682	6,3699	6,3716	6,3733	6,3750	6,3767	6,3784
590	6,3801	6,3818	6,3835	6,3852	6,3869	6,3886	6,3902	6,3919	6,3936	6,3953
600	6,3969	6,3986	6,4003	6,4019	6,4036	6,4052	6,4069	6,4085	6,4102	6,4118
610	6,4135	6,4151	6,4167	6,4184	6,4200	6,4216	6,4232	6,4249	6,4265	6,4281
620	6,4297	6,4313	6,4329	6,4345	6,4362	6,4378	6,4394	6,4409	6,4425	6,4441
630	6,4457	6,4473	6,4489	6,4505	6,4520	6,4536	6,4552	6,4568	6,4583	6,4599
640	6,4615	6,4630	6,4646	6,4661	6,4677	6,4693	6,4708	6,4723	6,4739	6,4754
650	6,4770	6,4785	6,4800	6,4816	6,4831	6,4846	6,4862	6,4877	6,4892	6,4907
660	6,4922	6,4938	6,4953	6,4968	6,4983	6,4998	6,5013	6,5028	6,5043	6,5058
670	6,5073	6,5088	6,5103	6,5117	6,5132	6,5147	6,5162	6,5177	6,5191	6,5206
680	6,5221	6,5236	6,5250	6,5265	6,5280	6,5294	6,5309	6,5323	6,5338	6,5352
690	6,5367	6,5381	6,5396	6,5410	6,5425	6,5439	6,5453	6,5468	6,5482	6,5497
700	6,5511	6,5525	6,5539	6,5554	6,5568	6,5582	6,5596	6,5610	6,5624	6,5639
710	6,5653	6,5667	6,5681	6,5695	6,5709	6,5723	6,5737	6,5751	6,5765	6,5779
720	6,5793	6,5806	6,5820	6,5834	6,5848	6,5862	6,5876	6,5889	6,5903	6,5917
730	6,5930	6,5944	6,5958	6,5971	6,5985	6,5999	6,6012	6,6026	6,6039	6,6053
740	6,6067	6,6080	6,6093	6,6107	6,6120	6,6134	6,6147	6,6161	6,6174	6,6187
750	6,6201	6,6214	6,6227	6,6241	6,6254	6,6267	6,6280	6,6294	6,6307	6,6320
760	6,6333	6,6346	6,6359	6,6373	6,6386	6,6399	6,6412	6,6425	6,6438	6,6451
770	6,6464	6,6477	6,6490	6,6503	6,6516	6,6529	6,6542	6,6554	6,6567	6,6580
780	6,6593	6,6606	6,6619	6,6631	6,6644	6,6657	6,6670	6,6682	6,6695	6,6708
790	6,6720	6,6733	6,6746	6,6758	6,6771	6,6783	6,6796	6,6809	6,6821	6,6834
800	6,6846	6,6859	6,6871	6,6884	6,6896	6,6908	6,6921	6,6933	6,6946	6,6958
810	6,6970	6,6983	6,6995	6,7007	6,7020	6,7032	6,7044	6,7056	6,7069	6,7081
820	6,7093	6,7105	6,7117	6,7130	6,7142	6,7154	6,7166	6,7178	6,7190	6,7202
830	6,7214	6,7226	6,7238	6,7250	6,7262	6,7274	6,7286	6,7298	6,7310	6,7322
840	6,7334	6,7346	6,7358	6,7370	6,7382	6,7393	6,7405	6,7417	6,7429	6,7441
850	6,7452	6,7464	6,7476	6,7488	6,7499	6,7511	6,7523	6,7534	6,7546	6,7558
860	6,7569	6,7581	6,7593	6,7604	6,7616	6,7627	6,7639	6,7650	6,7662	6,7673
870	6,7685	6,7696	6,7708	6,7719	6,7731	6,7742	6,7754	6,7765	6,7776	6,7788
880	6,7799	6,7811	6,7822	6,7833	6,7845	6,7856	6,7867	6,7878	6,7890	6,7901
890	6,7912	6,7923	6,7935	6,7946	6,7957	6,7968	6,7979	6,7991	6,8002	6,8013
900	6,8024	6,8035	6,8046	6,8057	6,8068	6,8079	6,8090	6,8101	6,8112	6,8123
910	6,8134	6,8145	6,8156	6,8167	6,8178	6,8189	6,8200	6,8211	6,8222	6,8233
920	6,8244	6,8255	6,8265	6,8276	6,8287	6,8298	6,8309	6,8320	6,8330	6,8341
930	6,8352	6,8363	6,8373	6,8384	6,8395	6,8405	6,8416	6,8427	6,8437	6,8448
940	6,8459	6,8469	6,8480	6,8491	6,8501	6,8512	6,8522	6,8533	6,8544	6,8554
950	6,8565	6,8575	6,8586	6,8596	6,8607	6,8617	6,8628	6,8638	6,8648	6,8659
960	6,8669	6,8680	6,8690	6,8701	6,8711	6,8721	6,8732	6,8742	6,8752	6,8763
970	6,8773	6,8783	6,8794	6,8804	6,8814	6,8824	6,8835	6,8845	6,8855	6,8865
980	6,8876	6,8886	6,8896	6,8906	6,8916	6,8926	6,8937	6,8947	6,8957	6,8967
990	6,8977	6,8987	6,8997	6,9007	6,9017	6,9027	6,9037	6,9047	6,9057	6,9068

Grad	Sinus 0′	10′	20′	30′	40′	50′	60′	
0	0,00000	0,00291	0,00582	0,00873	0,01164	0,01454	0,01745	89
1	0,01745	0,02036	0,02327	0,02618	0,02908	0,03199	0,03490	88
2	0,03490	0,03781	0,04071	0,04362	0,04653	0,04943	0,05234	87
3	0,05234	0,05524	0,05814	0,06105	0,06395	0,06685	0,06976	86
4	0,06976	0,07266	0,07556	0,07846	0,08136	0,08426	0,08716	85
5	0,08716	0,09005	0,09295	0,09585	0,09874	0,10164	0,10453	84
6	0,10453	0,10742	0,11031	0,11320	0,11609	0,11898	0,12187	83
7	0,12187	0,12476	0,12764	0,13053	0,13341	0,13629	0,13917	82
8	0,13917	0,14205	0,14493	0,14781	0,15069	0,15356	0,15643	81
9	0,15643	0,15931	0,16218	0,16505	0,16792	0,17078	0,17365	**80**
10	0,17365	0,17651	0,17937	0,18224	0,18509	0,18795	0,19081	79
11	0,19081	0,19366	0,19652	0,19937	0,20222	0,20507	0,20791	78
12	0,20791	0,21076	0,21360	0,21644	0,21928	0,22212	0,22495	77
13	0,22495	0,22778	0,23062	0,23345	0,23627	0,23910	0,24192	76
14	0,24192	0,24474	0,24756	0,25038	0,25320	0,25601	0,25882	75
15	0,25882	0,26163	0,26443	0,26724	0,27004	0,27284	0,27564	74
16	0,27564	0,27843	0,28123	0,28402	0,28680	0,28959	0,29237	73
17	0,29237	0,29515	0,29793	0,30071	0,30348	0,30625	0,30902	72
18	0,30902	0,31178	0,31454	0,31730	0,32006	0,32282	0,32557	71
19	0,32557	0,32832	0,33106	0,33381	0,33655	0,33929	0,34202	**70**
20	0,34202	0,34475	0,34748	0,35021	0,35293	0,35565	0,35837	69
21	0,35837	0,36108	0,36379	0,36650	0,36921	0,37191	0,37461	68
22	0,37461	0,37730	0,37999	0,38268	0,38537	0,38805	0,39073	67
23	0,39073	0,39341	0,39608	0,39875	0,40141	0,40408	0,40674	66
24	0,40674	0,40939	0,41204	0,41469	0,41734	0,41998	0,42262	65
25	0,42262	0,42525	0,42788	0,43051	0,43313	0,43575	0,43837	64
26	0,43837	0,44098	0,44359	0,44620	0,44880	0,45140	0,45399	63
27	0,45399	0,45658	0,45917	0,46175	0,46433	0,46690	0,46947	62
28	0,46947	0,47204	0,47460	0,47716	0,47971	0,48226	0,48481	61
29	0,48481	0,48735	0,48989	0,49242	0,49495	0,49748	0,50000	**60**
30	0,50000	0,50252	0,50503	0,50754	0,51004	0,51254	0,51504	59
31	0,51504	0,51753	0,52002	0,52250	0,52498	0,52745	0,52992	58
32	0,52992	0,53238	0,53484	0,53730	0,53975	0,54220	0,54464	57
33	0,54464	0,54708	0,54951	0,55194	0,55436	0,55678	0,55919	56
34	0,55919	0,56160	0,56401	0,56641	0,56880	0,57119	0,57358	55
35	0,57358	0,57596	0,57833	0,58070	0,58307	0,58543	0,58779	54
36	0,58779	0,59014	0,59248	0,59482	0,59716	0,59949	0,60182	53
37	0,60182	0,60414	0,60645	0,60876	0,61107	0,61337	0,61566	52
38	0,61566	0,61795	0,62024	0,62251	0,62479	0,62706	0,62932	51
39	0,62932	0,63158	0,63383	0,63608	0,63832	0,64056	0,64279	**50**
40	0,64279	0,64501	0,64723	0,64945	0,65166	0,65386	0,65606	49
41	0,65606	0,65825	0,66044	0,66262	0,66480	0,66697	0,66913	48
42	0,66913	0,67129	0,67344	0,67559	0,67773	0,67987	0,68200	47
43	0,68200	0,68412	0,68624	0,68835	0,69046	0,69256	0,69466	46
44	0,69466	0,69675	0,69883	0,70091	0,70298	0,70505	0,70711	45
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	0′	Grad
	Cosinus							

Grad	Cosinus							
	0′	10′	20′	30′	40′	50′	60′	
0	1,00000	1,00000	0,99998	0,99996	0,99993	0,99989	0,99985	89
1	0,99985	0,99979	0,99973	0,99966	0,99958	0,99949	0,99939	88
2	0,99939	0,99929	0,99917	0,99905	0,99892	0,99878	0,99863	87
3	0,99863	0,99847	0,99831	0,99813	0,99795	0,99776	0,99756	86
4	0,99756	0,99736	0,99714	0,99692	0,99668	0,99644	0,99619	85
5	0,99619	0,99594	0,99567	0,99540	0,99511	0,99482	0,99452	84
6	0,99452	0,99421	0,99390	0,99357	0,99324	0,99290	0,99255	83
7	0,99255	0,99219	0,99182	0,99144	0,99106	0,99067	0,99027	82
8	0,99027	0,98986	0,98944	0,98902	0,98858	0,98814	0,98769	81
9	0,98769	0,98723	0,98676	0,98629	0,98580	0,98531	0,98481	**80**
10	0,98481	0,98430	0,98378	0,98325	0,98272	0,98218	0,98163	79
11	0,98163	0,98107	0,98050	0,97992	0,97934	0,97875	0,97815	78
12	0,97815	0,97754	0,97692	0,97630	0,97566	0,97502	0,97437	77
13	0,97437	0,97371	0,97304	0,97237	0,97169	0,97100	0,97030	76
14	0,97030	0,96959	0,96887	0,96815	0,96742	0,96667	0,96593	75
15	0,96593	0,96517	0,96440	0,96363	0,96285	0,96206	0,96126	74
16	0,96126	0,96046	0,95964	0,95882	0,95799	0,95715	0,95630	73
17	0,95630	0,95545	0,95459	0,95372	0,95284	0,95195	0,95106	72
18	0,95106	0,95015	0,94924	0,94832	0,94740	0,94646	0,94552	71
19	0,94552	0,94457	0,94361	0,94264	0,94167	0,94068	0,93969	**70**
20	0,93969	0,93869	0,93769	0,93667	0,93565	0,93462	0,93358	69
21	0,93358	0,93253	0,93148	0,93042	0,92935	0,92827	0,92718	68
22	0,92718	0,92609	0,92499	0,92388	0,92276	0,92164	0,92050	67
23	0,92050	0,91936	0,91822	0,91706	0,91590	0,91472	0,91355	66
24	0,91355	0,91236	0,91116	0,90996	0,90875	0,90753	0,90631	65
25	0,90631	0,90507	0,90383	0,90259	0,90133	0,90007	0,89879	64
26	0,89879	0,89752	0,89623	0,89493	0,89363	0,89232	0,89101	63
27	0,89101	0,88968	0,88835	0,88701	0,88566	0,88431	0,88295	62
28	0,88295	0,88158	0,88020	0,87882	0,87743	0,87603	0,87462	61
29	0,87462	0,87321	0,87178	0,87036	0,86892	0,86748	0,86603	**60**
30	0,86603	0,86457	0,86310	0,86163	0,86015	0,85866	0,85717	59
31	0,85717	0,85567	0,85416	0,85264	0,85112	0,84959	0,84805	58
32	0,84805	0,84650	0,84495	0,84339	0,84182	0,84025	0,83867	57
33	0,83867	0,83708	0,83549	0,83389	0,83228	0,83066	0,82904	56
34	0,82904	0,82741	0,82577	0,82413	0,82248	0,82082	0,81915	55
35	0,81915	0,81748	0,81580	0,81412	0,81242	0,81072	0,80902	54
36	0,80902	0,80730	0,80558	0,80386	0,80212	0,80038	0,79864	53
37	0,79864	0,79688	0,79512	0,79335	0,79158	0,78980	0,78801	52
38	0,78801	0,78622	0,78442	0,78261	0,78079	0,77897	0,77715	51
39	0,77715	0,77531	0,77347	0,77162	0,76977	0,76791	0,76604	**50**
40	0,76604	0,76417	0,76229	0,76041	0,75851	0,75661	0,75471	49
41	0,75471	0,75280	0,75088	0,74896	0,74703	0,74509	0,74314	48
42	0,74314	0,74120	0,73924	0,73728	0,73531	0,73333	0,73135	47
43	0,73135	0,72937	0,72737	0,72537	0,72337	0,72136	0,71934	46
44	0,71934	0,71732	0,71529	0,71325	0,71121	0,70916	0,70711	45
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	0′	Grad
	Sinus							

Grad	Tangens							
	0′	10′	20′	30′	40′	50′	60′	
0	0,00000	0,00291	0,00582	0,00873	0,01164	0,01455	0,01746	89
1	0,01746	0,02036	0,02328	0,02619	0,02910	0,03201	0,03492	88
2	0,03492	0,03783	0,04075	0,04366	0,04658	0,04949	0,05241	87
3	0,05241	0,05533	0,05824	0,06116	0,06408	0,06700	0,06993	86
4	0,06993	0,07285	0,07578	0,07870	0,08163	0,08456	0,08749	85
5	0,08749	0,09042	0,09335	0,09629	0,09923	0,10216	0,10510	84
6	0,10510	0,10805	0,11099	0,11394	0,11688	0,11983	0,12278	83
7	0,12278	0,12574	0,12869	0,13165	0,13461	0,13758	0,14054	82
8	0,14054	0,14351	0,14648	0,14945	0,15243	0,15540	0,15838	81
9	0,15838	0,16137	0,16435	0,16734	0,17033	0,17333	0,17633	**80**
10	0,17633	0,17933	0,18233	0,18534	0,18835	0,19136	0,19438	79
11	0,19438	0,19740	0,20042	0,20345	0,20648	0,20952	0,21256	78
12	0,21256	0,21560	0,21864	0,22169	0,22475	0,22781	0,23087	77
13	0,23087	0,23393	0,23700	0,24008	0,24316	0,24624	0,24933	76
14	0,24933	0,25242	0,25552	0,25862	0,26172	0,26483	0,26795	75
15	0,26795	0,27107	0,27419	0,27732	0,28046	0,28360	0,28675	74
16	0,28675	0,28990	0,29305	0,29621	0,29938	0,30255	0,30573	73
17	0,30573	0,30891	0,31210	0,31530	0,31850	0,32171	0,32492	72
18	0,32492	0,32814	0,33136	0,33460	0,33783	0,34108	0,34433	71
19	0,34433	0,34758	0,35085	0,35412	0,35740	0,36068	0,36397	**70**
20	0,36397	0,36727	0,37057	0,37388	0,37720	0,38053	0,38386	69
21	0,38386	0,38721	0,39055	0,39391	0,39727	0,40065	0,40403	68
22	0,40403	0,40741	0,41081	0,41421	0,41763	0,42105	0,42447	67
23	0,42447	0,42791	0,43136	0,43481	0,43828	0,44175	0,44523	66
24	0,44523	0,44872	0,45222	0,45573	0,45924	0,46277	0,46631	65
25	0,46631	0,46985	0,47341	0,47698	0,48055	0,48414	0,48773	64
26	0,48773	0,49134	0,49495	0,49858	0,50222	0,50587	0,50953	63
27	0,50953	0,51319	0,51688	0,52057	0,52427	0,52798	0,53171	62
28	0,53171	0,53545	0,53920	0,54296	0,54637	0,55051	0,55431	61
29	0,55431	0,55812	0,56194	0,56577	0,56962	0,57348	0,57735	**60**
30	0,57735	0,58124	0,58513	0,58905	0,59297	0,59691	0,60086	59
31	0,60086	0,60483	0,60881	0,61280	0,61681	0,62083	0,62487	58
32	0,62487	0,62892	0,63299	0,63707	0,64117	0,64528	0,64941	57
33	0,64941	0,65355	0,65771	0,66189	0,66608	0,67028	0,67451	56
34	0,67451	0,67875	0,68301	0,68728	0,69157	0,69588	0,70021	55
35	0,70021	0,70455	0,70891	0,71329	0,71769	0,72211	0,72654	54
36	0,72654	0,73100	0,73547	0,73996	0,74447	0,74900	0,75355	53
37	0,75355	0,75812	0,76272	0,76733	0,77196	0,77661	0,78129	52
38	0,78129	0,78598	0,79070	0,79544	0,80020	0,80498	0,80978	51
39	0,80978	0,81461	0,81946	0,82434	0,82923	0,83415	0,83910	**50**
40	0,83910	0,84407	0,84906	0,85408	0,85912	0,86419	0,86929	49
41	0,86929	0,87441	0,87955	0,88473	0,88992	0,89515	0,90040	48
42	0,90040	0,90569	0,91099	0,91633	0,92170	0,92709	0,93252	47
43	0,93252	0,93797	0,94345	0,94896	0,95451	0,96008	0,96569	46
44	0,96569	0,97133	0,97700	0,98270	0,98843	0,99420	1,00000	45
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	0′	Grad
	Cotangens							

Grad	Cotangens							
	0′	10′	20′	30′	40′	50′	60′	
0	∞	343,77371	171,88540	114,58865	85,93979	68,75009	57,28996	89
1	57,28996	49,10388	42,96408	38,18846	34,36777	31,24158	28,63625	88
2	28,63625	26,43160	24,54176	22,90377	21,47040	20,20555	19,08114	87
3	19,08114	18,07498	17,16934	16,34986	15,60478	14,92442	14,30067	86
4	14,30067	13,72674	13,19688	12,70621	12,25051	11,82617	11,43005	85
5	11,43005	11,05943	10,71191	10,38540	10,07803	9,78817	9,51436	84
6	9,51436	9,25530	9,00983	8,77689	8,55555	8,34496	8,14435	83
7	8,14435	7,95302	7,77035	7,59575	7,42871	7,26873	7,11537	82
8	7,11537	6,96823	6,82694	6,69116	6,56055	6,43484	6,31375	81
9	6,31375	6,19703	6,08444	5,97576	5,87080	5,76937	5,67128	**80**
10	5,67128	5,57638	5,48451	5,39552	5,30928	5,22566	5,14455	79
11	5,14455	5,06584	4,98940	4,91516	4,84300	4,77286	4,70463	78
12	4,70463	4,63825	4,57363	4,51071	4,44942	4,38969	4,33148	77
13	4,33148	4,27471	4,21933	4,16530	4,11256	4,06107	4,01078	76
14	4,01078	3,96165	3,91364	3,86671	3,82083	3,77595	3,73205	75
15	3,73205	3,68909	3,64705	3,60588	3,56557	3,52609	3,48741	74
16	3,48741	3,44951	3,41236	3,37594	3,34023	3,30521	3,27085	73
17	3,27085	3,23714	3,20406	3,17159	3,13972	3,10842	3,07768	72
18	3,07768	3,04749	3,01783	2,98869	2,96004	2,93189	2,90421	71
19	2,90421	2,87700	2,85023	2,82391	2,79802	2,77254	2,74748	**70**
20	2,74748	2,72281	2,69853	2,67462	2,65109	2,62791	2,60509	69
21	2,60509	2,58261	2,56046	2,53865	2,51715	2,49597	2,47509	68
22	2,47509	2,45451	2,43422	2,41421	2,39449	2,37504	2,35585	67
23	2,35585	2,33693	2,31826	2,29984	2,28167	2,26374	2,24604	66
24	2,24604	2,22857	2,21132	2,19430	2,17749	2,16090	2,14451	65
25	2,14451	2,12832	2,11233	2,09654	2,08094	2,06553	2,05030	64
26	2,05030	2,03526	2,02039	2,00569	1,99116	1,97680	1,96261	63
27	1,96261	1,94858	1,93470	1,92098	1,90741	1,89400	1,88073	62
28	1,88073	1,86760	1,85462	1,84177	1,82906	1,81649	1,80405	61
29	1,80405	1,79174	1,77955	1,76749	1,75556	1,74375	1,73205	**60**
30	1,73205	1,72047	1,70901	1,69766	1,68643	1,67530	1,66428	59
31	1,66428	1,65337	1,64256	1,63185	1,92125	1,61074	1,60033	58
32	1,60033	1,59002	1,57981	1,56969	1,55966	1,54972	1,53987	57
33	1,53987	1,53010	1,52043	1,51084	1,50133	1,49190	1,48256	56
34	1,48256	1,47330	1,46411	1,45501	1,44598	1,43703	1,42815	55
35	1,42815	1,41934	1,41061	1,40195	1,39336	1,38484	1,37638	54
36	1,37638	1,36800	1,35968	1,35142	1,34323	1,33511	1,32704	53
37	1,32704	1,31904	1,31110	1,30323	1,29541	1,28764	1,27994	52
38	1,27994	1,27230	1,26471	1,25717	1,24969	1,24227	1,23490	51
39	1,23490	1,22758	1,22031	1,21310	1,20593	1,19882	1,19175	**50**
40	1,19175	1,18474	1,17777	1,17085	1,16398	1,15715	1,15037	49
41	1,15037	1,14363	1,13694	1,13029	1,12369	1,11713	1,11061	48
42	1,11061	1,10414	1,09770	1,09131	1,08496	1,07864	1,07237	47
43	1,07237	1,06613	1,05994	1,05378	1,04766	1,04158	1,03553	46
44	1,03553	1,02952	1,02355	1,01761	1,01170	1,00583	1,00000	45
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	0′	Grad
	Tangens							

D. Bogenlängen, Bogenhöhen, Sehnenlängen und Kreisabschnitte für den Halbmesser = 1.

Centri-winkel in Grad	Bogen-länge	Bogen-höhe	Sehnen-länge	Inhalt des Kreisab-schnittes	Centri-winkel in Grad	Bogen-länge	Bogen-höhe	Sehnen-länge	Inhalt des Kreisab-schnittes
1	0,0175	0,0000	0,0175	0,00000	46	0,8029	0,0795	0,7815	0,04176
2	0,0349	0,0002	0,0349	0,00000	47	0,8203	0,0829	0,7975	0,04448
3	0,0524	0,0003	0,0524	0,00001	48	0,8378	0,0865	0,8135	0,04731
4	0,0698	0,0006	0,0698	0,00003	49	0,8552	0,0900	0,8294	0,05025
5	0,0873	0,0010	0,0872	0,00006	**50**	0,8727	0,0937	0,8452	0,05331
6	0,1047	0,0014	0,1047	0,00010	51	0,8901	0,0974	0,8610	0,05649
7	0,1222	0,0019	0,1221	0,00015	52	0,9076	0,1012	0,8767	0,05978
8	0,1396	0,0024	0,1395	0,00023	53	0,9250	0,1051	0,8924	0,06319
9	0,1571	0,0031	0,1569	0,00032	54	0,9425	0,1090	0,9080	0,06673
10	0,1745	0,0038	0,1743	0,00044	55	0,9599	0,1130	0,9235	0,07039
11	0,1920	0,0046	0,1917	0,00059	56	0,9774	0,1171	0,9389	0,07417
12	0,2094	0,0055	0,2091	0,00076	57	0,9948	0,1212	0,9543	0,07808
13	0,2269	0,0064	0,2264	0,00097	58	1,0123	0,1254	0,9696	0,08212
14	0,2443	0,0075	0,2437	0,00121	59	1,0297	0,1296	0,9848	0,08629
15	0,2618	0,0086	0,2611	0,00149	**60**	1,0472	0,1340	1,0000	0,09059
16	0,2793	0,0097	0,2783	0,00181	61	1,0647	0,1384	1,0151	0,09502
17	0,2967	0,0110	0,2956	0,00217	62	1,0821	0,1428	1,0301	0,09958
18	0,3142	0,0123	0,3129	0,00257	63	1,0996	0,1474	1,0450	0,10428
19	0,3316	0,0137	0,3301	0,00302	64	1,1170	0,1520	1,0598	0,10911
20	0,3491	0,0152	0,3473	0,00352	65	1,1345	0,1566	1,0746	0,11408
21	0,3665	0,0167	0,3645	0,00408	66	1,1519	0,1613	1,0893	0,11919
22	0,3840	0,0184	0,3816	0,00468	67	1,1694	0,1661	1,1039	0,12443
23	0,4014	0,0201	0,3987	0,00535	68	1,1868	0,1710	1,1184	0,12982
24	0,4189	0,0219	0,4158	0,00607	69	1,2043	0,1759	1,1328	0,13535
25	0,4363	0,0237	0,4329	0,00686	**70**	1,2217	0,1808	1,1472	0,14102
26	0,4538	0,0256	0,4499	0,00771	71	1,2392	0,1859	1,1614	0,14683
27	0,4712	0,0276	0,4669	0,00862	72	1,2566	0,1910	1,1756	0,15279
28	0,4887	0,0297	0,4838	0,00961	73	1,2741	0,1961	1,1896	0,15889
29	0,5061	0,0319	0,5008	0,01067	74	1,2915	0,2014	1,2036	0,16514
30	0,5236	0,0341	0,5176	0,01180	75	1,3090	0,2066	1,2175	0,17154
31	0,5411	0,0364	0,5345	0,01301	76	1,3265	0,2120	1,2313	0,17808
32	0,5585	0,0387	0,5512	0,01429	77	1,3439	0,2174	1,2450	0,18477
33	0,5760	0,0412	0,5680	0,01566	78	1,3614	0,2229	1,2586	0,19160
34	0,5934	0,0437	0,5847	0,01711	79	1,3788	0,2284	1,2722	0,19859
35	0,6109	0,0463	0,6014	0,01864	**80**	1,3963	0,2340	1,2856	0,20573
36	0,6283	0,0489	0,6180	0,02027	81	1,4137	0,2396	1,2989	0,21301
37	0,6458	0,0517	0,6346	0,02198	82	1,4312	0,2453	1,3121	0,22045
38	0,6632	0,0545	0,6511	0,02378	83	1,4486	0,2510	1,3252	0,22804
39	0,6807	0,0574	0,6676	0,02568	84	1,4661	0,2569	1,3383	0,23578
40	0,6981	0,0603	0,6840	0,02767	85	1,4835	0,2627	1,3512	0,24367
41	0,7156	0,0633	0,7004	0,02976	86	1,5010	0,2686	1,3640	0,25171
42	0,7330	0,0664	0,7167	0,03195	87	1,5184	0,2746	1,3767	0,25990
43	0,7505	0,0696	0,7330	0,03425	88	1,5359	0,2807	1,3893	0,26825
44	0,7679	0,0728	0,7492	0,03664	89	1,5533	0,2867	1,4018	0,27675
45	0,7854	0,0761	0,7654	0,03915	**90**	1,5708	0,2929	1,4142	0,28540

Ist r der Kreishalbmesser und φ der Centriwinkel in Grad, so ergibt sich:

1) die Sehnenlänge: $s = 2r \sin \frac{\varphi}{2}$;

2) die Bogenhöhe: $h = r\left(1 - \cos \frac{\varphi}{2}\right) = \frac{s}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{4} = 2r \sin^2 \frac{\varphi}{4}$;

Centri-winkel in Grad	Bogen-länge	Bogen-höhe	Sehnen-länge	Inhalt des Kreisab-schnittes	Centri-winkel in Grad	Bogen-länge	Bogen-höhe	Sehnen-länge	Inhalt des Kreisab-schnittes
91	1,5882	0,2991	1,4265	0,29420	136	2,3736	0,6254	1,8544	0,83949
92	1,6057	0,3053	1,4387	0,30316	137	2,3911	0,6335	1,8608	0,85455
93	1,6232	0,3116	1,4507	0,31226	138	2,4086	0,6416	1,8672	0,86971
94	1,6406	0,3180	1,4627	0,32152	139	2,4260	0,6498	1,8733	0,88497
95	1,6580	0,3244	1,4746	0,33093	**140**	2,4435	0,6580	1,8794	0,90034
96	1,6755	0,3309	1,4863	0,34050	141	2,4609	0,6662	1,8853	0,91580
97	1,6930	0,3374	1,4979	0,35021	142	2,4784	0,6744	1,8910	0,93135
99	1,7104	0,3439	1,5094	0,36008	143	2,4958	0,6827	1,8966	0,94700
98	1,7279	0,3506	1,5208	0,37009	144	2,5133	0,6910	1,9021	0,96274
100	1,7453	0,3275	1,5321	0,38026	145	2,5307	0,6993	1,9074	0,97858
101	1,7628	0,3639	1,5432	0,39058	146	2,5482	0,7076	1,9126	0,99449
102	1,7802	0,3707	1,5543	0,40104	147	2,5656	0,7160	1,9176	1,01050
103	1,7977	0,3775	1,5652	0,41166	148	2,5831	0,7244	1,9225	1,02658
104	1,8151	0,3843	1,5760	0,42242	149	2,6005	0,7328	1,9273	1,04275
105	1,8326	0,3912	1,5867	0,43333	**150**	2,6180	0,7412	1,9319	1,05900
106	1,8500	0,3982	1,5973	0,44439	151	2,6354	0,7496	1,9363	1,07532
107	1,8675	0,4052	1,6077	0,45560	152	2,6529	0,7581	1,9406	1,09171
108	1,8850	0,4122	1,6180	0,46695	153	2,6704	0,7666	1,9447	1,10818
109	1,9024	0,4193	1,6282	0,47844	154	2,6878	0,7750	1,9487	1,12472
110	1,9199	0,4264	1,6383	0,49008	155	2,7053	0,7836	1,9526	1,14132
111	1,9373	0,4336	1,6483	0,50187	156	2,7227	0,7921	1,9563	1,15799
112	1,9548	0,4408	1,6581	0,51379	157	2,7402	0,8006	1,9598	1,17472
113	1,9722	0,4481	1,6678	0,52586	158	2,7576	0,8092	1,9633	1,19151
114	1,9897	0,4554	1,6773	0,53807	159	2,7751	0,8178	1,9665	1,20835
115	2,0071	0,4627	1,6868	0,55041	**160**	2,7925	0,8264	1,9696	1,22525
116	2,0246	0,4701	1,6961	0,56289	161	2,8100	0,8350	1,9726	1,24221
117	2,0420	0,4775	1,7053	0,57551	162	2,8274	0,8436	1,9754	1,25921
118	2,0595	0,4850	1,7143	0,58827	163	2,8449	0,8522	1,9780	1,27626
119	2,0769	0,4925	1,7233	0,60116	164	2,8623	0,8608	1,9805	1,29335
120	2,0944	0,5000	1,7321	0,61418	165	2,8798	0,8695	1,9829	1,31049
121	2,1118	0,5076	1,7407	0,62734	166	2,8972	0,8781	1,9851	1,32766
122	2,1293	0,5152	1,7492	0,64063	167	2,9147	0,8868	1,9871	1,34487
123	2,1468	0,5228	1,7576	0,65404	168	2,9322	0,8955	1,9890	1,36212
124	2,1642	0,5305	1,7659	0,66759	169	2,9496	0,9042	1,9908	1,37940
125	2,1817	0,5383	1,7740	0,68125	**170**	2,9671	0,9128	1,9924	1,39671
126	2,1991	0,5460	1,7820	0,69505	171	2,9845	0,9215	1,9938	1,41404
127	2,2166	0,5538	1,7899	0,70897	172	3,0020	0,9302	1,9951	1,43140
128	2,2340	0,5616	1,7976	0,72301	173	3,0194	0,9390	1,9963	1,44878
129	2,2515	0,5695	1,8052	0,73716	174	3,0369	0,9477	1,9973	1,46617
130	2,2689	0,5774	1,8126	0,75144	175	3,0543	0,9564	1,9981	1,48359
131	2,2864	0,5853	1,8199	0,76584	176	3,0718	0,9651	1,9988	1,50101
132	2,3038	0,5933	1,8271	0,78034	177	3,0892	0,9738	1,9993	1,51845
133	2,3213	0,6013	1,8341	0,79497	178	3,1067	0,9825	1,9997	1,53589
134	2,3387	0,6093	1,8410	0,80970	179	3,1241	0,9913	1,9999	1,55334
135	2,3562	0,6173	1,8478	0,82454	**180**	2,1416	1,0000	2,0000	1,57080

3) die Bogenlänge: $l = \pi r \frac{\varphi}{180} = 0{,}017453\, r\varphi = \sqrt{s^2 + \frac{16}{3} h^2}$ **(angenähert);**

4) der Inhalt des Kreisabschnittes $= \frac{r^2}{2}\left(\frac{\pi}{180}\varphi - \sin\varphi\right)$;

5) „ „ „ Kreisausschnittes $= \frac{\varphi}{360}\pi r^2 = 0{,}00872665\, \varphi r^2$.

Größe	n	$\log n$	Größe	n	$\log n$
π	3,1415926536	0,4971499	π^2	9,869604	0,994300
2π	6,2831852	0,7981799	π^3	31,006277	1,491450
3π	9,424778	0,974271	π^4	97,409091	1,988599
4π	12,566371	1,099210	$\sqrt{\pi}$	1,772454	0,248575
$\pi:2$	1,570796	0,196120	$\sqrt[3]{\pi}$	1,464592	0,165717
$\pi:3$	1,047198	0,020029	$1:\pi^2$	0,101321	0,005700—1
$\pi:4$	0,785398	0,895090—1	$1:\pi^3$	0,032252	0,508550—2
$\pi:6$	0,523597	0,718998—1	$1:\sqrt{\pi}$	0,564190	0,751425—1
$1:\pi$	0,318310	0,502850—1	$\sqrt{1:\pi}$	0,564190	0,751425—1
$1:2\pi$	0,159155	0,201820—1	$\sqrt{2:\pi}$	0,797885	0,901940—1
$1:3\pi$	0,106103	0,025729—1			
$1:4\pi$	0,079577	0,900790—2			

II. Arithmetik.

A. Potenzen, Wurzeln, Logarithmen.

a) Potenzen.

1. $(+a)^n = +a^n$.
2. $(-a)^{2n} = +a^{2n}$.
3. $(-a)^{2n+1} = -a^{2n+1}$.
4. $a^m a^n = a^{m+n}$.
5. $a^m : a^n = a^{m-n} = 1 : a^{n-m}$.
6. $a^m b^m = (a\,b)^m$.
7. $a^m : b^m = (a:b)^m$.
8. $1 : a^m = (1:a)^m = a^{-m}$.
9. $(a^m)^n = a^{m\,n} = (a^n)^m$.
10. $a^0 = 1$; $0^a = 0$; $0^0 =$ unbestimmt.
11. $a^2 - b^2 = (a+b)(a-b)$.
12. $(a \pm b)^2 = a^2 \pm 2\,a\,b + b^2$.
13. $(a \pm b)^3 = a^3 \pm 3\,a^2 b + 3\,a b^2 \pm b^3$.

b) Wurzeln.

1. $\left(\sqrt[m]{a}\right)^m = a$.
2. $\sqrt[m]{ab} = \sqrt[m]{a}\,\sqrt[m]{b}$.
3. $\sqrt[m]{a:b} = \sqrt[m]{a} : \sqrt[m]{b}$.
4. $\sqrt[m]{\frac{1}{a}} = \frac{1}{\sqrt[m]{a}} = a^{-\frac{1}{m}}$.
5. $\sqrt[m]{a^n} = \sqrt[mp]{a^{np}} = \sqrt[m:q]{a^{n:q}} = a^{\frac{n}{m}} = \sqrt[m:n]{a}$.
6. $\sqrt[m]{\sqrt[n]{a}} = \sqrt[mn]{a} = \sqrt[n]{\sqrt[m]{a}}$.

7. $\sqrt{a^2} = \pm a$. $\sqrt[2n]{a} = \pm a^{\frac{1}{2n}}$. $\sqrt[2n+1]{-a} = -a^{\frac{1}{2n+1}}$.

8. $\left.\begin{array}{l}\sqrt{a^2 \pm b} = a \pm \dfrac{b}{2a}, \\ \sqrt[3]{a^3 \pm b} = a \pm \dfrac{b}{3a^2},\end{array}\right\}$ (angenähert, wenn b gegen a sehr klein ist).

9. Ist $a > b$, so ist (angenähert) $\sqrt{a^2 + b^2} = 0{,}960\,a + 0{,}398\,b$. Der Fehler ist kleiner, als 4 % des wirklichen Wertes.

10. Ist $a > b > c$, so ist (angenähert) $\sqrt{a^2 + b^2 + c^2} = 0{,}939\,a + 0{,}389\,b + 0{,}297\,c$. Der Fehler ist kleiner als 6 % des wirklichen Wertes.

c) Logarithmen.

1. Ist $\overset{b}{\log}\, a = c$, so ist $b^c = a$.

   Für $b > 1$ ist $\overset{b}{\log}\, 0 = -\infty$, $\overset{b}{\log}\, 1 = 0$, $\overset{b}{\log}\, b = 1$, $\overset{b}{\log}\, \infty = \infty$.

2. $\overset{b}{\log}(ac) = \overset{b}{\log}\, a + \overset{b}{\log}\, c$.

4. $\overset{b}{\log}(a^n) = n \overset{b}{\log}\, a$.

3. $\overset{b}{\log}\dfrac{a}{c} = \overset{b}{\log}\, a - \overset{b}{\log}\, c$.

5. $\overset{b}{\log}\sqrt[n]{a} = \dfrac{1}{n}\overset{b}{\log}\, a$.

6. $\overset{b}{\log}\, x = \overset{a}{\log}\, x : \overset{a}{\log}\, b = \overset{b}{\log}\, a \overset{a}{\log}\, x$.

7. Die Logarithmen für die Grundzahl $e = 2{,}718\,281\,828\,459\ldots$ heißen natürliche, die für die Grundzahl 10 dagegen Briggssche Logarithmen. Man schreibt statt $\overset{e}{\log}\, a$ kürzer $\ln a$, statt $\overset{10}{\log}\, a$ kürzer $\log a$.

8. Es ist: $\log(10^n) = n$; $\log(10^{-n}) = -n$; $\log(a\, 10^n) = \log a + n$; $\log(a : 10^n) = \log a - n$. Ferner: $\ln(e^{\pm n}) = \pm n$; $\ln(a\, 10^n) = \ln a + \ln(10^n)$; $\ln(a : 10^n) = \ln a - \ln(10^n)$.

9. Die (positiven oder negativen) ganzen Einheiten eines Logarithmus nennt man die Charakteristik oder Kennziffer (K) und den echten Dezimalbruch die Mantisse (M) des Logarithmus. Für $10 > a > 1$ hat $\log a$ die Kennziffer $K = 0$.

Beispiele für Briggssche Logarithmen:

$$\log 6494 = \log(6{,}494\ 10^{+3}) = 0{,}812\,51 + 3 = 3{,}812\,51;$$
$$\log 0{,}000\,649\,4 = \log(6{,}494\ 10^{-4}) = 0{,}812\,51 - 4\ (= 6{,}812\,51 - 10).$$

Hierbei ist $K = +3$ bezw. $= -4$ ($= 6 - 10$), d. h. = dem Exponenten von 10; ferner in beiden Fällen $M = 0{,}812\,51$.

10. $\left.\begin{array}{l}\ln x = \ln 10 \log x = 2{,}302\,585\,093\,0 \log x; \\ \log x = \log e \ln x = 0{,}434\,294\,481\,9 \ln x;\end{array}\right\}$ $\ln 10 \log e = 1$.

B. Gleichungen.

a) Gleichungen ersten Grades.

1. Gleichung mit einer Unbekannten.

$ax = b$; Auflösung: $x = b : a$.

2. Zwei Gleichungen mit zwei Unbekannten.

$$a x + b y = c; \qquad a_1 x + b_1 y = c_1;$$

Auflösung:
$$x = \frac{c b_1 - c_1 b}{a b_1 - a_1 b}, \qquad y = \frac{a c_1 - a_1 c}{a b_1 - a_1 b}.$$

b) Gleichungen zweiten Grades.

1.
$$x^2 + p x + q = 0; \qquad x = -\frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}.$$

$$a x^2 + b x + c = 0; \qquad x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}.$$

2.
$$x^{2n} + p x^n + q = 0; \qquad x = \sqrt[n]{-\frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}}.$$

C. Reihen.

a) Arithmetische Reihen.

Für die arithmetische Reihe $a,\ a + d,\ a + 2d, \ldots a + (n-1)d$ ist das n^{te} Glied:

$$u = a + (n-1)d$$

und die Summe der n ersten Glieder:

$$S = \tfrac{1}{2}(a + u)\,n = [a + \tfrac{1}{2}(n-1)d]\,n.$$

b) Geometrische Reihen.

Für die geometrische Reihe $a,\ af,\ af^2, \ldots af^{n-1}$ ist das n^{te} oder letzte Glied:

$$u = a f^{n-1},$$

die Summe der n ersten Glieder:

$$S = \frac{a(f^n - 1)}{f - 1} = \frac{fu - a}{f - 1}.$$

Ist $n = \infty$ und f ein echter Bruch, so hat man:

$$S = \frac{a}{1 - f}.$$

c) Einige besondere Reihen.

1. $1 + 2 + 3 + 4 + \ldots\ldots + n = \dfrac{n(n+1)}{2}.$
2. $2 + 4 + 6 + 8 + \ldots\ldots + 2n = n(n+1).$
3. $1 + 3 + 5 + 7 + \ldots\ldots + (2n-1) = n^2.$
4. $1^2 + 2^2 + 3^2 + 4^2 + \ldots\ldots + n^2 = \dfrac{n(n+1)(2n+1)}{1 \cdot 2 \cdot 3}.$
5. $1 + \dfrac{x}{1} + \dfrac{x^2}{1 \cdot 2} + \dfrac{x^3}{1 \cdot 2 \cdot 3} \ldots\ldots = e^x$ (Wert von e s. S. 31.)

D. Zinseszins- und Rentenrechnung.

a) Der Wert K_n eines Kapitals K nach n Jahren beträgt bei einen. Zinsfuße von k Prozent:

1. bei jährlichen Zinseszinsen:

$$K_n = Kp^n,$$

worin

$$p = 1 + \frac{k}{100} = \frac{100 + k}{100}$$

den jährlichen Diskontfaktor bezeichnet;

2. bei halbjährlichen Zinseszinsen (Staatspapiere):

$$K_n = Kq^{2n},$$

worin

$$q = 1 + \frac{k}{2 \cdot 100} = \frac{200 + k}{200}$$

den halbjährlichen Diskontfaktor bezeichnet;

3. bei stetigen Zinseszinsen (wobei die Zinsen in jedem Augenblicke zum Kapital geschlagen werden):

$$K_n = Ke^{\frac{kn}{100}};$$ (e s. S. 31).

Für jährliche Zinseszinsen gelten ferner folgende Regeln:

b) Legt man am Anfange jedes Jahres eine Summe R zurück, so ist der Wert des Zurückgelegten am Ende des n^{ten} Jahres einschließlich der alsdann fälligen Zinsen:

$$K_n = R\frac{p(p^n - 1)}{p - 1}.$$

c) Legt man am Ende jedes Jahres die Summe R zurück, so ist der Wert des Zurückgelegten am Ende des n^{ten} Jahres:

$$K_n = R\frac{p^n - 1}{p - 1}.$$

Die jährliche Abschreibungsquote eines nach n Jahren erlöschenden Wertes beträgt mithin in Prozenten:

$$100\frac{R}{K_n} = 100\frac{p - 1}{p^n - 1}.$$

III. Trigonometrie.

Grad	0	90	180	270	360	30	45	60
sin =	0	+1	0	−1	0	$1/2$	$1/2\sqrt{2}$	$1/2\sqrt{3}$
cos =	+1	0	−1	0	+1	$1/2\sqrt{3}$	$1/2\sqrt{2}$	$1/2$
tg =	0	∞	0	∞	0	$1/3\sqrt{3}$	1	$\sqrt{3}$
ctg =	∞	0	∞	0	∞	$\sqrt{3}$	1	$1/3\sqrt{3}$

Ist α ein Winkel $< 90^0$, so ist, vorausgesetzt, daß:

Funktion	Winkel φ liegt zwischen				Winkel φ in Grad =			
	0^0 u. 90^0	90^0 u. 180^0	180^0 u. 270^0	270^0 u. 360^0	$\pm\alpha$	$90 \pm \alpha$	$180 \pm \alpha$	$270 \pm \alpha$
$\sin\varphi =$	+	+	—	—	$\pm \sin\alpha$	$+\cos\alpha$	$\mp \sin\alpha$	$-\cos\alpha$
$\cos\varphi =$	+	—	—	+	$+\cos\alpha$	$\mp \sin\alpha$	$-\cos\alpha$	$\pm \sin\alpha$
$\mathrm{tg}\,\varphi =$	+	—	+	—	$\pm \mathrm{tg}\,\alpha$	$\mp \mathrm{ctg}\,\alpha$	$\pm \mathrm{tg}\,\alpha$	$\mp \mathrm{ctg}\,\alpha$
$\mathrm{ctg}\,\varphi =$	+	—	+	—	$\pm \mathrm{ctg}\,\alpha$	$\mp \mathrm{tg}\,\alpha$	$\pm \mathrm{ctg}\,\alpha$	$\mp \mathrm{tg}\,\alpha$

$\sin(45^0 \pm \alpha) = \cos(45^0 \mp \alpha)$; $\mathrm{tg}(45^0 \pm \alpha) = \mathrm{ctg}(45^0 \mp \alpha)$.

A. Trigonometrische Formeln.

a) Beziehungen zwischen den Funktionen desselben Winkels.

1. $\sin^2\alpha + \cos^2\alpha = 1.$
2. $\mathrm{tg}\,\alpha = \dfrac{\sin\alpha}{\cos\alpha}.$
3. $\mathrm{ctg}\,\alpha = \dfrac{\cos\alpha}{\sin\alpha}.$
4. $\mathrm{tg}\,\alpha\,\mathrm{ctg}\,\alpha = 1.$
5. $1 + \mathrm{tg}^2\alpha = \dfrac{1}{\cos^2\alpha}.$
6. $1 + \mathrm{ctg}^2\alpha = \dfrac{1}{\sin^2\alpha}.$
7. $\sin\alpha = \sqrt{1 - \cos^2\alpha} = \dfrac{\mathrm{tg}\,\alpha}{\sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\alpha}} = \dfrac{1}{\sqrt{1 + \mathrm{ctg}^2\alpha}}.$
8. $\cos\alpha = \sqrt{1 - \sin^2\alpha} = \dfrac{1}{\sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\alpha}} = \dfrac{\mathrm{ctg}\,\alpha}{\sqrt{1 + \mathrm{ctg}^2\alpha}}.$
9. $\mathrm{tg}\,\alpha = \dfrac{\sin\alpha}{\sqrt{1 - \sin^2\alpha}} = \dfrac{\sqrt{1 - \cos^2\alpha}}{\cos\alpha} = \dfrac{1}{\mathrm{ctg}\,\alpha}.$
10. $\mathrm{ctg}\,\alpha = \dfrac{\sqrt{1 - \sin^2\alpha}}{\sin\alpha} = \dfrac{\cos\alpha}{\sqrt{1 - \cos^2\alpha}} = \dfrac{1}{\mathrm{tg}\,\alpha}.$

b) Beziehungen der Funktionen zweier Winkel.

1. $\sin(\alpha \pm \beta) = \sin\alpha\cos\beta \pm \cos\alpha\sin\beta.$
2. $\cos(\alpha \pm \beta) = \cos\alpha\cos\beta \mp \sin\alpha\sin\beta.$
3. $\mathrm{tg}\,(\alpha \pm \beta) = [\mathrm{tg}\,\alpha \pm \mathrm{tg}]\,\beta : [1 \mp \mathrm{tg}\,\alpha\,\mathrm{tg}\,\beta].$
4. $\mathrm{ctg}\,(\alpha \pm \beta) = [\mathrm{ctg}\,\alpha\,\mathrm{ctg}\,\beta \mp 1] : [\mathrm{ctg}\,\beta \pm \mathrm{ctg}\,\alpha].$
5. $\sin\alpha + \sin\beta = 2\sin\tfrac{1}{2}(\alpha + \beta)\cos\tfrac{1}{2}(\alpha - \beta).$
6. $\sin\alpha - \sin\beta = 2\cos\tfrac{1}{2}(\alpha + \beta)\sin\tfrac{1}{2}(\alpha - \beta).$
7. $\cos\alpha + \cos\beta = 2\cos\tfrac{1}{2}(\alpha + \beta)\cos\tfrac{1}{2}(\alpha - \beta).$
8. $\cos\alpha - \cos\beta = -2\sin\tfrac{1}{2}(\alpha + \beta)\sin\tfrac{1}{2}(\alpha - \beta).$
9. $\mathrm{tg}\,\alpha \pm \mathrm{tg}\,\beta = \dfrac{\sin(\alpha \pm \beta)}{\cos\alpha\cos\beta}.$
10. $\mathrm{ctg}\,\alpha \pm \mathrm{ctg}\,\beta = \dfrac{\sin(\beta \pm \alpha)}{\sin\alpha\sin\beta}.$
11. $\sin^2\alpha - \sin^2\beta = \cos^2\beta - \cos^2\alpha = \sin(\alpha + \beta)\sin(\alpha - \beta).$
12. $\cos^2\alpha - \sin^2\beta = \cos^2\beta - \sin^2\alpha = \cos(\alpha + \beta)\cos(\alpha - \beta).$

c) Formeln für die Vielfachen und Teile eines Winkels.

1. $\sin 2\alpha = 2 \sin\alpha \cos\alpha$; $\sin\alpha = 2 \sin \alpha/_2 \cos \alpha/_2$.
2. $\cos 2\alpha = \cos^2\alpha - \sin^2\alpha = 1 - 2\sin^2\alpha = 2\cos^2\alpha - 1$.
3. $\sin {}^1/_2\,\alpha = \sqrt{\dfrac{1-\cos\alpha}{2}} = {}^1/_2\sqrt{1+\sin\alpha} - {}^1/_2\sqrt{1-\sin\alpha}$.
4. $\cos {}^1/_2\,\alpha = \sqrt{\dfrac{1+\cos\alpha}{2}} = {}^1/_2\sqrt{1+\sin\alpha} + {}^1/_2\sqrt{1-\sin\alpha}$.
5. $\operatorname{tg} 2\alpha = \dfrac{2\operatorname{tg}\alpha}{1-\operatorname{tg}^2\alpha} = \dfrac{2}{\operatorname{ctg}\alpha - \operatorname{tg}\alpha}$; $\operatorname{tg}\alpha = \dfrac{2\operatorname{tg}{}^1/_2\,\alpha}{1-\operatorname{tg}^2{}^1/_2\,\alpha}$.

B. Trigonometrische Berechnung der Dreiecke.

Es seien a, b, c die Seiten des Dreiecks,
α, β, γ die diesen gegenüberliegenden Winkel,
$s = {}^1/_2(a+b+c)$ die halbe Summe der Seiten.

a) Schiefwinklige Dreiecke.

Gegeben	Gesucht	Formeln:
a, b, c	α	$\cos\alpha = \dfrac{b^2+c^2-a^2}{2bc}$ oder (für kleine Winkel) $\sin \alpha/_2 = \sqrt{\dfrac{(s-b)(s-c)}{bc}}$, oder (für Winkel nahe 90°) $\cos \alpha/_2 = \sqrt{\dfrac{s(s-a)}{bc}}$.
a, b, α	β γ c	$\sin\beta = \dfrac{b\sin\alpha}{a}$. $\gamma = 180^0 - (\alpha+\beta)$. $c = \dfrac{a\sin\gamma}{\sin\alpha} = b\cos\alpha \pm \sqrt{a^2 - b^2\sin^2\alpha}$. Für $a > b$ ist $\beta < 90^0$ und $\beta < \alpha$. Für $b > a > b\sin\alpha$ ist für das eine der Dreiecke mit den gegebenen Elementen $\alpha < \beta < 90^0$, und für das andere Dreieck ist $\beta > 90^0$. Für $b\sin\alpha > a$ gibt es kein Dreieck, dem die gegebenen Elemente zukommen.
a, α, β	b, c	$b = \dfrac{a\sin\beta}{\sin\alpha}$; $c = \dfrac{a\sin\gamma}{\sin\alpha} = \dfrac{a\sin(\alpha+\beta)}{\sin\alpha}$.
a, b, γ	α, β c	$\operatorname{tg}\alpha = \dfrac{a\sin\gamma}{b - a\cos\gamma}$; $\beta = 180^0 - (\alpha+\gamma)$, oder ${}^1/_2(\alpha+\beta) = 90^0 - {}^1/_2\,\gamma$ und $\operatorname{tg}{}^1/_2(\alpha-\beta) = \dfrac{a-b}{a+b}\operatorname{ctg}{}^1/_2\,\gamma$; aus ${}^1/_2(\alpha+\beta)$ und ${}^1/_2(\alpha-\beta)$ sind α und β zu bestimmen. $c = \sqrt{a^2+b^2-2ab\cos\gamma} = \dfrac{a\sin\gamma}{\sin\alpha} = \dfrac{a-b}{\cos\varphi}$, wenn $\operatorname{tg}\varphi = \dfrac{2\sqrt{ab}\sin{}^1/_2\,\gamma}{a-b}$.

b) Rechtwinklige Dreiecke.

a und b Katheten, c Hypotenuse, α der Winkel, der a gegenüberliegt.

1. $\sin\alpha = \frac{a}{c}$. 2. $\cos\alpha = \frac{b}{c}$. 3. $\operatorname{tg}\alpha = \frac{a}{b}$. 4. $\operatorname{ctg}\alpha = \frac{b}{a}$.

5. $a^2 + b^2 = c^2$.

IV. Stereometrie.

Körper	Bezeichnung der Abmessungen	Inhalt $= V$. Oberfläche $= O$. Mantelfläche $= M$.
1. Prisma.	F Grundfläche, h Höhe.	$V = Fh$.
Würfel.	a Kante, d Diagonale.	$V = a^3$. $O = 6a^2$. $d^2 = 3a^2$.
Schief abgeschnittenes dreiseitiges Prisma.	a, b, c die Längen der drei parallelen Kanten, N der Querschnitt, senkrecht zu den Kanten.	$V = \frac{1}{3}(a + b + c)\,N$.
2. Pyramide.	F Grundfläche, h Höhe.	$V = \frac{1}{3}Fh$.
Abgestumpfte Pyramide.	F, f die parallelen Endflächen, h ihr Abstand.	$V = \frac{1}{3}h(F + f + \sqrt{Ff})$.
3. Obelisk.		$V = \frac{1}{6}h[(2a + a_1)b + (2a_1 + a)b_1] = \frac{1}{6}h[ab + (a + a_1)(b + b_1) + a_1 b_1]$.
4. Keil.		$V = \frac{1}{6}(2a + a_1)\,b\,h$.
5. Cylinder.	F Grundfläche, h Höhe.	$V = Fh$.
Kreiscylinder.	r der Halbmesser der Grundfläche, h die Höhe.	$V = \pi r^2 h$. $M = 2\pi r h$. $O = 2\pi r(r + h)$.
Schief abgeschn. gerader Kreiscylinder.	h_1 die kürzeste Cylinderseite, h_2 die längste „ , r der Halbmesser d. Grundfl.	$V = \pi r^2 \frac{h_1 + h_2}{2}$. $M = \pi r(h_1 + h_2)$.
Hohlcylinder (Rohr)	R der äußere Halbmesser, r der innere Halbmesser, h die Höhe, $s = R - r$ die Dicke, $\rho = \frac{1}{2}(R + r)$ der mittlere Halbmesser.	$V = \pi h(R^2 - r^2) = \pi h s(2R - s) = \pi h s(2r + s) = 2\pi h s \rho$.

Körper	Bezeichnung der Abmessungen	Inhalt $=V$, Oberfläche $=O$, Mantelfläche $=M$.
6. Kreiskegel.	r der Halbmesser der Grundfläche, h die Höhe, s die Seite.	$V = \frac{1}{3}\pi r^2 h.$ $M = \pi r \sqrt{r^2 + h^2} = \pi r s.$ $s = \sqrt{r^2 + h^2}.$
Abgestumpfter Kreiskegel.	Wie vorstehend; ferner R der Halbmesser der anderen Grundfläche. $\sigma = R + r.$ $\delta = R - r.$ $s = \sqrt{\delta^2 + h^2}.$	$V = \frac{1}{3}\pi h (R^2 + Rr + r^2)$ $= \frac{h}{4}\left[\pi\sigma^2 + \frac{1}{3}(\pi\delta^2)\right].$ $M = \pi s \sigma.$
7. Kugel.	r der Halbmesser, u. zw. $r = \sqrt[3]{\frac{3V}{4\pi}}.$	$V = \frac{4}{3}\pi r^3.$ $O = 4\pi r^2.$ $= 4 \times$ Inhalt des gröſsten Kreises.
Hohlkugel.	R äuſserer, r innerer Halbm.	$V = \frac{4}{3}\pi (R^3 - r^3).$
Kugelabschnitt. (Kugelkalotte.)	h die Höhe des Abschnittes, r der Halbmesser der Kugel, a der Halbmesser der Grundfläche.	$V = \frac{1}{6}\pi h (3a^2 + h^2)$ $= \frac{1}{3}\pi h^2 (3r - h).$ $M = 2\pi r h = \pi (a^2 + h^2).$ $a^2 = h(2r - h).$
Kugelzone.	h die Höhe der Zone, r der Halbmesser der Kugel, a, b die Halbmesser der Endflächen; $(a > b).$	$V = \frac{1}{6}\pi h (3a^2 + 3b^2 + h^2).$ $M = 2\pi r h.$ $r^2 = a^2 + \left(\frac{a^2 - b^2 - h^2}{2h}\right)^2.$
Kugelausschnitt.		$V = \frac{2}{3}\pi r^2 h.$ $O = \pi r (2h + a).$
8. Ellipsoid.	a, b, c die 3 Halbachsen.	$V = \frac{4}{3}\pi a b c.$
Umdrehungsellipsoid.	1. Wenn $2a$ die Drehachse: 2. „ $2b$ „ „ :	$V = \frac{4}{3}\pi a b^2.$ $V = \frac{4}{3}\pi a^2 b.$
9. Umdrehungsparaboloid.	r der Halbmesser der Grundfläche, h die Höhe.	$V = \frac{1}{2}\pi r^2 h.$ $=$ der Hälfte des Kreiscylinders für r und h.
Abgestumpftes Paraboloid.	R, r die Halbmesser der parallelen Endflächen, h die Höhe.	$V = \frac{1}{2}\pi (R^2 + r^2) h$ $=$ Mittelfläche $\times$ Höhe.
10. Cylindrischer Ring.		$V = 2\pi^2 R r^2.$ $O = 4\pi^2 R r.$

Guldinsche Regel. Der Inhalt V eines Umdrehungskörpers ist das Produkt aus dem Flächeninhalte F der Erzeugungsfigur und dem Wege ihres Schwerpunktes von der Achse. Bezeichnet x_0 den Abstand des Schwerpunktes von der Achse, so ist hiernach

$$V = 2\pi x_0 F.$$

V. Konstruktionen von Kurven.

a) Ellipse (Fig. 1).

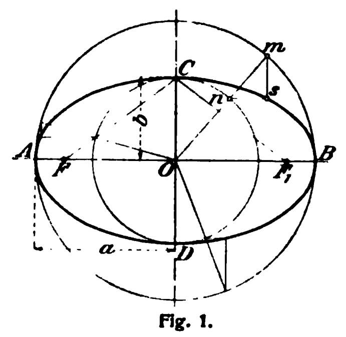


Fig. 1.

Gegeben sind die beiden Achsenlängen $AB = 2a$ und $CD = 2b$.

Man schlage die beiden Kreise mit den Halbmessern a und b.

Ellipsenpunkte werden erhalten, indem man von O aus Radien durch die Kreise zieht und in den Schnittpunkten mn Parallelen zu CD wie AB legt. Die Schnittpunkte s der Parallelen sind Punkte der Ellipse.

Die Brennpunkte F, F_1 haben von O den Abstand: $OF = OF_1 = \sqrt{a^2 - b^2}$; es ist ferner $CF = CF_1 = a$.

Mittelpunktsgleichung:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1.$$

Der Inhalt der Ellipse ist $F = \pi a b$.

b) Parabel (Fig. 2).

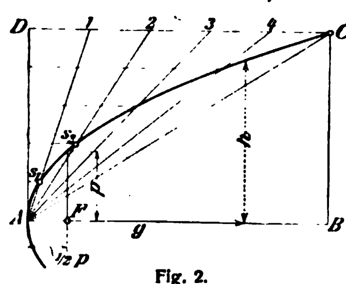


Fig. 2.

Gegeben der Scheitel A mit der Richtung der Achse AB und ein Punkt C der Parabel. Man errichte im Punkt A ein Lot und ziehe durch C eine Parallele zur Achse AB. CD und AD teile man in eine gleiche Anzahl gleicher Teile, ziehe von den Teilpunkten der Linie AD ‖ zur Achse und von den Teilpunkten der Linie CD die Strahlen $A1$, $A2$, $A3$ ... Die Schnittpunkte s_1, s_2 ... sind Punkte der Parabel.

Der Brennpunkt F hat vom Scheitel A den Abstand $AF = {}^1/_2 p$, wenn p die Ordinate im Brennpunkte F.

Scheitelgleichung: $y^2 = 2px$; die Größe $2p$ heißt der Parameter.

Der Flächeninhalt eines beliebigen flachen Segmentes von der Grundlinie g und der Höhe h ist annähernd

$$F = {}^2/_3 g h.$$

c) Hyperbel (Fig. 3).

Gegeben die Asymptoten und ein Punkt c der Hyperbel. Man ziehe durch c verschiedene Linien und mache $ca = de$, $cb = fg$ u. s. w.; es stellen dann die

Punkte e, g u. s. w. Schnittpunkte der Hyperbel dar. Die Brennpunkte F, F_1 haben von O den Abstand OJ; es gilt ferner $F_1c - Fc = ss_1$.

Mittelpunktsgleichung: $x^2 - y^2 = a^2$.

Asymptotengleichung: $x^1y^1 = \frac{1}{2}a^2$.

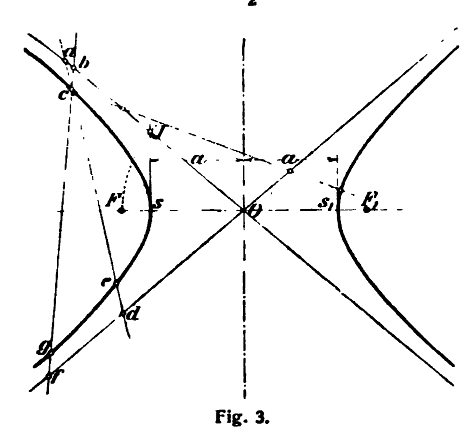


Fig. 3.

d) Spirale (Fig. 4).

Man ziehe zunächst den inneren Hilfskreis, dessen Größe von der Steigung der Spirale abhängt, teile den Umfang desselben in eine Anzahl gleiche Teile, z. B. 8, und lege an die Teilpunkte die Tangenten A, B ... H. Nun beginne man bei dem ersten Teilpunkt mit der kleinsten Zirkelöffnung und schlage Bogenstück a zwischen den benachbarten Tangenten H und A, in gleicher Weise vom zweiten Teilpunkt den Kreisbogen b zwischen A und B, an Bogen a anschließend, hierauf vom dritten Teilpunkt den Bogen c zwischen B und C, an Bogen b anschließend u. s. w., bis die verlangte Anzahl Gänge der Spirale erreicht ist.

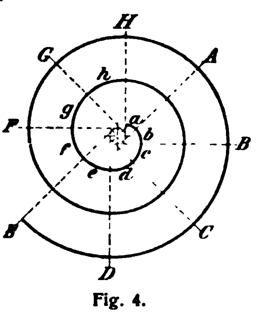


Fig. 4.

Über die Konstruktion der cyklischen Kurven (Cykloide, Epicykloide, Hypocykloide, Pericykloide, Evolvente) siehe unter „Zahnräder".

Zweiter Abschnitt.

Mechanik.

I. Bewegungslehre.

Man unterscheidet in bezug auf den Weg geradlinige (einfache) und krummlinige (zusammengesetzte), in bezug auf die Zeit gleichförmige und ungleichförmige (gleichmäßig beschleunigte oder gleichmäßig verzögerte) Bewegung eines Körpers.

Bezeichnet

c die Geschwindigkeit der geradlinigen Bewegung, d. h. den in 1 Sek. zurückgelegten Weg,

s den zurückgelegten Weg nach t Sek.,

p die Beschleunigung (Verzögerung), d. h. die Größe der Zu- bezw. Abnahme der Geschwindigkeit in 1 Sek.,

so gilt für die gleichförmige Bewegung

$$s = ct; \qquad c = \frac{s}{t}; \qquad t = \frac{s}{c}.$$

Für die ungleichförmige Bewegung gilt, wenn v die Endgeschwindigkeit, d. h. die am Ende der Zeit t erlangte Geschwindigkeit bezeichnet,

a) Anfangsgeschwindigkeit $= 0$:

$$v = pt; \qquad s = \frac{vt}{2}; \qquad s = \frac{pt^2}{2} = \frac{v^2}{2p}.$$

b) Anfangsgeschwindigkeit $= c$:

$$v = c + pt; \qquad s = ct + \frac{pt^2}{2}; \qquad s = \frac{c+v}{2}t; \qquad s = \frac{v^2 - c^2}{2p}.$$

Für den freien Fall eines Körpers im luftleeren Raume gilt (für $c = 0$)

$$v = gt; \qquad s = \frac{gt^2}{2} = \frac{v^2}{2g} \text{ und } v = \sqrt{2gh},$$

worin $g = 9{,}81$ m/sek^2 die Beschleunigung der Schwere (des freien Falles) bedeutet.

Eine zusammengesetzte Bewegung ist die Wurfbewegung.

Wird ein Körper unter dem Winkel α gegen die Wagerechte mit der Anfangsgeschwindigkeit c geworfen, so beschreibt er im luftleeren Raume eine Parabel. Die Wurfweite beträgt $\frac{c^2}{g} \sin 2\alpha$, die Wurfhöhe $\frac{c^2}{2g} \sin^2 \alpha$.

II. Grundlehren der Mechanik starrer Körper.

(Die Grundlehren der Mechanik flüssiger und gasförmiger Körper sind den bezüglichen Kapiteln unter „Kraftmaschinen" vorausgeschickt worden.)

A. Statik starrer Körper.

a) Allgemeines.

Man versteht unter einer Kraft P die dem Produkte aus der Masse m und der Beschleunigung p eines frei beweglichen Körpers gleichwertige Größe, d. h. es ist

$$P = m p.$$

Bezeichnet

G das Gewicht eines beweglichen Körpers in kg,

g die Beschleunigung durch die Schwerkraft ($g = 9{,}81$ m/sek²),

so ist auch

$$G = m g$$

und somit

$$P = p \frac{G}{g} \quad \text{bezw.} \quad p = \frac{P}{G} g.$$

Zeichnerisch läßt sich jede Kraft durch eine Linie von bestimmter Größe und Richtung darstellen.

Wirken mehrere Kräfte auf einen Körper, so bleibt derselbe in seiner Gleichgewichtslage, wenn die Wirkung der Kräfte gleich null ist.

Man unterscheidet ein stabiles, ein labiles und ein indifferentes Gleichgewicht, je nachdem der Schwerpunkt des betreffenden Körpers senkrecht unter dem Drehungspunkt (Aufhängepunkt) oder über dem Drehungspunkt (Stützpunkt) desselben liegt oder aber der Drehungs- und Stützpunkt durch den Schwerpunkt des Körpers geht.

Beliebig viele Kräfte in einer Ebene lassen sich durch eine Mittelkraft R (resultierende Kraft) ersetzen. Greifen zwei Kräfte P_1 und P_2 in einem gemeinsamen Punkte an, so ist die Größe und Richtung der Mitelkraft R durch die Diagonale des aus P_1 und P_2 gebildeten Parallelogramms bestimmt; umgekehrt läßt sich auch jede Kraft R in zwei Seitenkräfte (Komponenten) P_1 und P_2 zerlegen, sofern deren Richtungen gegeben sind. Die Mittelkraft R mehrerer in einem Punkte angreifenden Kräfte wird der Größe und

Richtung nach durch die Schlußseite des aus den einzelnen Kräften gebildeten Vielecks (Kräftepolygon) dargestellt.

Das statische Moment einer Kraft P für einen beliebigen Punkt, dessen senkrechter Abstand (Hebelarm) von der Kraftlinie $= a$ ist, wird ausgedrückt durch

$M = Pa$ (positives oder negatives Moment).

Zwei gleich große, parallele, aber entgegengesetzt gerichtete Kräfte P werden ein Kräftepaar genannt; wirken sie an einem Hebelarm a, so wird das Produkt Pa als Moment (positives oder negatives) des Kräftepaares bezeichnet.

Die Mittelkraft und das resultierende Moment beliebig vieler Kräfte in verschiedenen Ebenen lassen sich am einfachsten zeichnerisch bestimmen (s. u. a. die zeichnerische Ermittlung der Abmessungen von „Kurbelwellen").

Für das Gleichgewicht eines unter Wirkung beliebiger Kräfte stehenden Körpers darf weder eine Mittelkraft noch ein resultierendes Moment vorhanden sein; die Wirkungen der einzelnen Kräfte auf den Körper müssen sich gegenseitig aufheben. Hierzu ist erforderlich, daß die Summe der wagerechten und senkrechten Komponenten dieser Kräfte, sowie diejenige ihrer statischen Momente gleich null ist.

b) Schwerpunktlagen einiger Linien, Flächen und Körper.

1. Schwerpunkt von Linien.

Gerade Strecke. Der Schwerpunkt liegt im Mittelpunkte der Strecke.

Dreieckumfang. Der Schwerpunkt liegt im Mittelpunkte des eingeschriebenen Kreises für dasjenige Dreieck, dessen Ecken in die Mitten der Seiten a, b und c des ursprünglichen Dreiecks fallen.

Ist h die Höhe des Dreiecks zur Seite a, so ist der Abstand x_0 des Schwerpunktes von dieser letzteren

$$x_0 = \frac{h}{2} \frac{b+c}{a+b+c}.$$

Parallelogrammumfang. Der Schwerpunkt liegt im Schnittpunkt der Diagonalen.

Kreisbogen. Bezeichnet r den Halbmesser, b die Länge des Kreisbogens, s die Länge der zugehörigen Sehne und α den Zentriwinkel, so beträgt die Entfernung des Schwerpunktes vom Mittelpunkte

$$x_0 = \frac{rs}{b} = \frac{180}{\pi} \frac{2r \sin\frac{\alpha}{2}}{\alpha};$$

für den Halbkreisbogen

$$x_0 = \frac{2r}{\pi} \sim 0{,}63662\, r;$$

für den Viertelkreisbogen

$$x_0 = \frac{2r\sqrt{2}}{\pi} \sim 0{,}900316\, r.$$

2. Schwerpunkt von Flächen.

Dreieck. Der Schwerpunkt liegt im Durchschnittspunkte der Mittellinien.

Sind x_1, x_2 und x_3 die Abstände der Ecken von einer beliebigen Ebene, so ist jeweilig der Abstand des Schwerpunktes von dieser Ebene

$$x_0 = \frac{1}{3}(x_1 + x_2 + x_3).$$

Parallelogramm. Der Schwerpunkt liegt im Schnittpunkte der Diagonalen.

Kreisausschnitt. Bezeichnet r den Halbmesser, b die Länge des Bogens, s die Länge der zugehörigen Sehne, α den Zentriwinkel, so ist die Entfernung des Schwerpunktes vom Mittelpunkte

$$x_0 = \frac{2}{3}\frac{rs}{b} = \frac{180}{\pi}\frac{4}{3}r\frac{\sin\frac{\alpha}{2}}{\alpha};$$

für die Halbkreisfläche

$$x_0 = \frac{4}{3}\frac{r}{\pi} \sim 0{,}4244132\,r;$$

für die Viertelkreisfläche

$$x_0 = \frac{4}{3}\frac{\sqrt{2}}{\pi}r \sim 0{,}600211\,r.$$

Kreisabschnitt. Bezeichnet F den Inhalt des Kreisabschnittes, s die zugehörige Sehne, α den Zentriwinkel, so ist die Entfernung des Schwerpunktes vom Mittelpunkte

$$x_0 = \frac{s^3}{12F} = \frac{4}{3}r\frac{\sin^3\frac{\alpha}{2}}{\frac{\alpha}{180}\pi - \sin\alpha}.$$

Kreisringstück. Bezeichnen R und r die Halbmesser, α den Zentriwinkel, so ist die Entfernung des Schwerpunktes vom Mittelpunkte

$$x_0 = \frac{4}{3}\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}\frac{\sin\frac{\alpha}{2}}{\alpha}\cdot\frac{180}{\pi};$$

für das halbkreisförmige Ringstück

$$x_0 = \frac{4}{3\pi}\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}.$$

Kugelzone und Kugelkalotte. Der Schwerpunkt liegt in der Mitte der Höhe.

Mantel der Pyramide oder des geraden Kegels. Der Schwerpunkt liegt in der Verbindungslinie des Schwerpunktes der Grundfläche mit der Spitze, und zwar um $^1/_3$ der Höhe von der Grundfläche entfernt.

3. Schwerpunkt von Körpern.

Gerades Prisma und gerader Cylinder. Der Schwerpunkt liegt in der Mitte der Verbindungslinie zwischen den Schwerpunkten der Endflächen.

Pyramide und Kegel. Der Schwerpunkt liegt in der Schwerachse um $^1/_4$ der Höhe von der Grundfläche entfernt.

Abgestumpfte Pyramide. Sind A und B die Endflächen und ist h die Höhe der abgestumpften Pyramide, so beträgt der Abstand des Schwerpunktes von der Fläche A

$$x_0 = \frac{h}{4} \frac{A + 2\sqrt{AB} + 3B}{A + \sqrt{AB} + B}.$$

Abgestumpfter Kreiskegel. Ist h die Höhe des abgestumpften Kegels und sind R und r die Halbmesser der Endflächen, dann ist der Abstand des Schwerpunktes von der Endfläche mit dem Halbmesser R

$$x_0 = \frac{h}{4} \frac{R^2 + 2Rr + 3r^2}{R^2 + Rr + r^2}.$$

Kugelausschnitt. Bezeichnet r den Halbmesser, α den Zentriwinkel, so ist der Abstand des Schwerpunktes vom Mittelpunkte

$$x_0 = \frac{3}{8} r \left(1 + \cos\frac{\alpha}{2}\right);$$

für die **Halbkugel**

$$x_0 = 0{,}375\, r.$$

Kugelabschnitt. Bezeichnet r den Halbmesser, h die Pfeilhöhe des Abschnittes, so ist der Abstand des Schwerpunktes vom Mittelpunkte

$$x_0 = \frac{3}{4} \frac{(2r - h)^2}{3r - h}.$$

Den **Schwerpunkt einer beliebig begrenzten Fläche** findet man am einfachsten auf zeichnerischem Wege durch Zerlegung derselben in eine Anzahl von Teilflächen (Dreiecke, Rechtecke usw.), deren Schwerpunktlagen bekannt sind, und deren Flächeninhalte sich leicht berechnen lassen. Letztere betrachtet man als Kräfte, die in den Schwerpunkten der Teilflächen angreifen, und sucht die Mittelkräfte derselben für zwei beliebig gewählte Richtungen mittels des Kräfte- und Seilplanes.

Der Schnittpunkt beider Mittelkräfte bildet dann den Schwerpunkt.

Auch die **Guldinsche** Regel (s. S. 38) läßt sich zu Schwerpunktermittelungen benutzen, falls die Inhalte der Umdrehungsflächen oder Umdrehungskörper bekannt sind.

c) Trägheitsmomente.

Sind $f_1, f_2, f_3 \ldots$ einzelne sehr schmale Flächenstreifen einer durch Parallelen zu einer in der Ebene der Fläche liegenden Geraden zerlegten beliebig begrenzten Querschnittsfläche, $y_1, y_2, y_3 \ldots$ die Ent-

fernungen der Schwerpunkte der einzelnen Flächenstreifen von dieser Geraden, so nennt man die Summe

$$f_1 y_1^2 + f_2 y_2^2 + f_3 y_3^2 \ldots = \int f y^2 = J$$

das Trägheitsmoment der Querschnittsfläche bezogen auf die angenommene Gerade. Geht letztere durch den Schwerpunkt der Querschnittsfläche, so erreicht das Trägheitsmoment seinen kleinsten Wert.

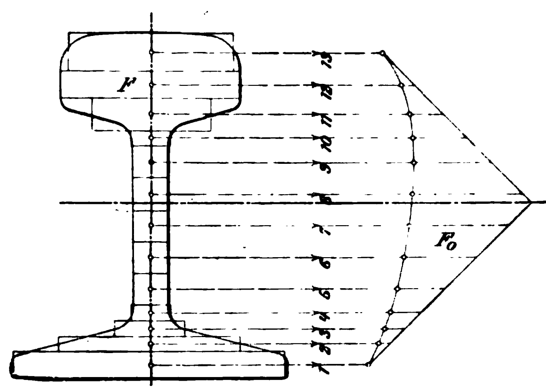


Fig. 5a.

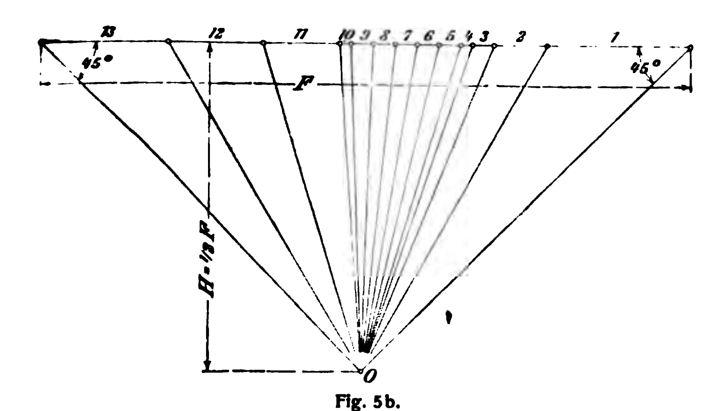


Fig. 5b.

(Die Trägheitsmomente üblicher Querschnittsformen s. im dritten Abschnitt „Elastizität und Festigkeit der Materialien" unter Biegungsfestigkeit, diejenigen der deutschen Normalprofile für Walzeisen im Anhang.)

Das **Trägheitsmoment** einer beliebig **begrenzten Fläche** F läßt sich auf zeichnerischem Wege nach dem Verfahren von **Mohr** ermitteln. Es wird in bezug auf die Schwerachse dargestellt durch die von dem Seilzug und den verlängerten äußersten Seiten desselben gebildete Fläche F_0, multipliziert mit der doppelten Polentfernung H; es ist somit

$$J = 2\,H\,F_0.$$

Zieht man die äußersten Polstrahlen unter 45° gegen den Kraftzug, so wird

$$J = F F_0.$$

In Fig. 5 ist das Verfahren an einem **Schienenquerschnitt** — Normalprofil der preußischen Staatsbahnen — durchgeführt worden.

B. Dynamik starrer Körper.

a) Allgemeines.

Unter der **Arbeit** A einer Kraft P auf dem Wege s versteht man das Produkt der nach Größe und Richtung gleichbleibenden Kraft P und dem Wege s, den der Angriffpunkt der Kraft in Richtung der letzteren beschreibt.

Als **Arbeitsleistung** (Arbeitsstärke oder Effekt) wird die Arbeit in der Zeiteinheit bezeichnet.

Bewegt sich ein Körper von der Masse m mit der Geschwindigkeit v (in m/sek), so beträgt die hierbei aufgespeicherte Arbeit $\frac{m v^2}{2}$; diese Gröſse nennt man die **kinetische Energie**, **lebendige Kraft** oder auch das **Arbeitsvermögen der Masse**.

Ändert ein Körper von der Masse m seine ursprüngliche Geschwindigkeit v_1 in diejenige v_0 (in m/sek), so verrichtet er eine Arbeit $m \frac{v_1^2 - v_0^2}{2}$; umgekehrt ist diese Arbeit nötig, um die Geschwindigkeit v_0 in diejenige v_1 umzusetzen.

Die Gleichung stellt das **Prinzip der Erhaltung der kinetischen Energie** oder **lebendigen Kraft** dar.

Bewegt sich eine Masse m in einem Bogen vom Halbmesser r mit der Geschwindigkeit v (in m/sek), so ist ihre **Fliehkraft** $= \frac{m v^2}{r}$; ebenso groß ist der in den toten Punkten eines Kurbeltriebes auftretende **Beschleunigungsdruck** auf den Kurbelzapfen, wenn dieser die Masse m hin- und herbewegt.

Die kinetische Energie einer um eine feste Achse sich drehenden Masse ist

$$E = \frac{1}{2} J \omega^2,$$

wenn J das Trägheitsmoment der Masse, bezogen auf die Drehachse und $\omega = \frac{v}{r}$ die Winkelgeschwindigkeit der Drehung bedeutet.

b) Der Stoß.

Der gerade, zentrische Stoß zwischen zwei Körpern findet statt, wenn die Schwerpunkte derselben sich in der sog. Stoßlinie befinden; letztere ist diejenige Gerade, die im Berührungspunkte der sich stoßenden Körper zur gemeinsamen Berührungsebene senkrecht steht.

Bezeichnen

M_1 und M_2 die Massen zweier Körper,
v_1 und v_2 die gleichgerichteten Geschwindigkeiten der Massen vor dem Stoße in m/sek,
c_1 und c_2 die Geschwindigkeiten der Massen nach dem Stoße in m/sek,

so hat man

1. beim vollkommen unelastischen Stoß

$$c_1 = c_2 = \frac{M_1 v_1 + M_2 v_2}{M_1 + M_2};$$

der Verlust an kinetischer Energie beträgt

$$E = \frac{1}{2} \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} (v_1 - v_2)^2.$$

2. Beim vollkommen elastischen Stoß ist

$$c_1 = \frac{(M_1 - M_2) v_1 + 2 M_2 v_2}{M_1 + M_2} \text{ und } c_2 = \frac{(M_2 - M_1) v_2 + 2 M_1 v_1}{M_1 + M_2}.$$

Für $v_2 = o$ wird

$$c_1 = \frac{M_1 - M_2}{M_1 + M_2} v_1 \text{ und } c_2 = \frac{2 M_1}{M_1 + M_2} v_1.$$

Ist $M_1 = M_2$, so wird $c_1 = v_2$ und $c_2 = v_1$.

Der Verlust an kinetischer Energie ist in allen Fällen gleich null.

3. Beim unvollkommenen elastischen Stoß ist

$$c_1 = \frac{M_1 v_1 + M_2 v_2 - M_2 (v_1 - v_2) k}{M_1 + M_2}, \text{ und}$$

$$c_2 = \frac{M_1 v_1 + M_2 v_2 + M_1 (v_1 - v_2) k}{M_1 + M_2};$$

hierin bedeutet $k = \frac{c_2 - c_1}{v_1 - v_2}$ den Stoßkoeffizienten, dessen Größe

von den elastischen bezw. plastischen Eigenschaften der stoßenden Körper abhängig ist.

Im Falle 1 ist $k = 0$, im Falle 2 ist $k = 1$.

Im Mittel ist für Elfenbein $k = \frac{8}{9}$, für Stahl und Kork $k = \frac{5}{9}$, für Glas $k = \frac{15}{16}$ (vgl. „Hütte", 1902, Abteilung I, S. 201).

Der Verlust an kinetischer Energie beträgt

$$E = \frac{1}{2} \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} (v_1 - v_2)^2 (1 - k^2).$$

Bei dem schiefen, zentrischen Stoß zerlegt man die Geschwindigkeiten nach der Stoßlinie und senkrecht dazu; nur die ersten beiden Komponenten ändern sich nach den Regeln des geraden, zentrischen Stoßes und geben mit den letzten beiden Komponenten die Geschwindigkeiten nach dem Stoße.

c) Reibungswiderstände.

1. Koeffizienten der gleitenden Reibung.

Reibende Körper	Lage der Fasern	Zustand der Oberflächen	Reibungskoeffizient μ der Ruhe	Reibungskoeffizient μ der Bewegung
Gußeisen:				
auf Gußeisen oder Bronze	·	wenig fettig	0,16	0,15
		mit Wasser	·	0,31
„ Eiche	parallel	trocken	·	0,49
		trockene Seife	·	0,19
Schweißeisen:				
auf Schweißeisen . . .	·	trocken	·	0,44
„ Gußeisen oder Bronze	·	desgl.	0,19	0,18
„ Eiche	parallel	mit Wasser	0,65	0,26
		mit Talg	0,11	0,08
Bronze:				
auf Bronze	·	trocken	·	0,20
„ Gußeisen	·	desgl.	·	0,21
„ Schweißeisen . . .	·	etwas fettig	·	0,16
Messing auf Eiche . . .	parallel	trocken	0,62	0,48

2. Koeffizienten der Zapfenreibung.

Reibende Körper	Zustand der Oberflächen oder Schmiere	Reibungskoeffizient μ, wenn die Schmiere erneuert wird	
		auf gewöhnliche Art	ununterbrochen (Ringschmierung)
Gußeisen auf Gußeisen	Olivenöl	0,07 bis 0,08	0,05
	fettig	0,14	.
Gußeisen auf Bronze	Olivenöl	0,07 bis 0,08	0,05
	fettig	0,16	.
Schweißeisen auf Guß	geschmiert	0,07 bis 0,08	0,05
Schweißeisen auf Bronze	desgl.	0,07 bis 0,08	0,05
	fettig und naß	0,19	.
Schweißeisen auf Pockholz	geschmiert	0,11	.
	fettig	0,19	.
Eisenbahnwagenachsen auf Zinnlegierung oder Hartblei	bestens geschmiert	.	0,009 bis 0,01
auf Bronze	desgl.	.	0,014

3. Koeffizienten der rollenden Reibung.

Reibende Körper	Reibungskoeffizient f (in cm)
Pockholz auf Pockholz	0,047
Ulmenholz auf Pockholz	0,081
Eisen auf Eisen (und Stahl auf Stahl)	~ 0,050

Ein Cylinder vom Halbmesser r beginnt auf einer schiefen Ebene zu rollen, wenn ihr Steigungsverhältnis $\operatorname{tg} \alpha = f : r$ ist; hieraus folgt $= r \operatorname{tg} \alpha$.

Dritter Abschnitt.

Elastizität und Festigkeit der Materialien[1]).

A. Elastizitäts- und Festigkeitszahlen.

Bezeichnet

ε die Dehnung, d. h. das Verhältnis der Verlängerung λ eines Stabes zur ursprünglichen Länge l desselben — $\varepsilon = \frac{\lambda}{l}$,

σ die auf den ursprünglichen Querschnitt F eines Stabes bezogene Spannung,

$\frac{\text{Dehnung}}{\text{Spannung}} = \frac{\varepsilon}{\sigma} = \alpha = \frac{1}{E}$ den Dehnungskoeffizienten,

$E = \frac{1}{\alpha}$ den Elastizitätsmodul,

σ_p die Proportionalitätsgrenze,

σ_f die Streck- oder Fliefsgrenze bezw. die Quetschgrenze,

K_z und K die Zug- bezw. Druckfestigkeit des Materiales,

G den Gleitmodul oder Schubelastizitätsmodul,

$\beta = \frac{1}{G}$ den Schubkoeffizienten,

so können hierfür, nach C. v. Bach, die in den nachstehenden Tabellen enthaltenen Zahlenwerte gesetzt werden.

a) Eisen und Stahl.

Eisensorte	$E = \frac{1}{\alpha}$ kg/qcm	$G = \frac{1}{\beta}$ kg/qcm	σ_p kg/qcm	σ_f kg/qcm	K_z kg/qcm	K kg/qcm
Schweißeisen, ‖ zur Sehnenrichtung	2000000	770000	1300 bis 1700	2200 bis 2800	3300 bis 4000[2])	σ_f maßgebd.
Flußeisen . . .	2150000	830000	2000 bis 2400	2500 bis 3000	3400 bis 4400	σ_f maßgebd.

[1]) Nach C. v. Bach, Die Maschinenelemente, 9. Aufl., Stuttgart 1903. A. Bergsträsser.

[2]) Gilt für Schweißeisen ‖ zur Sehnenrichtung; für Schweißeisen ⊥ zur Sehnenrichtung ist $K_z = 2800$ bis 3500.

Eisensorte	$E=\frac{1}{\alpha}$ kg/qcm	$G=\frac{1}{\beta}$ kg/qcm	σ_p kg/qcm	σ_f kg/qcm	K_z kg/qcm	K kg/qcm
Flußstahl . . .	2 200 000	850000	2500 bis 5000 [1]	2800 u. mehr. Härteres Material ohne Streckgrenze	4500 bis 10000 [1]	wenn weich, so ist σ_f maßgebend; wenn hart, so $K \geqq K_z$.
Federstahl, ungehärtet	2 200 000	850000	4000 u. mehr	.	7500 bis 9000	.
gehärtet	2 200 000	850000	7500 u. mehr	.	8000 u. mehr	.
Stahlguß . . .	2 150 000	830000	2000 u. mehr	wie bei Flußstahl.	3500 bis 7000 [2] u. mehr	wie bei Flußstahl.
Gußeisen . . .	750 000 bis 1 050 000	290000 bis 400000	σ_p und σ_f nicht vorhanden. Für Zug: $\varepsilon = \frac{1}{1\,140\,000}\sigma^{1,4}$; für Druck: $\varepsilon = \frac{1}{1\,140\,000}\sigma^{1,087}$.		1200 bis 1800	7000 bis 8000

Sind die Materialien außergewöhnlich hohen Temperaturen ausgesetzt, so ist deren Einfluß auf die Festigkeit, Dehnung und Querzusammenziehung (Kontraktion) zu berücksichtigen.

Es läßt sich die Dehnung φ bezw. die Kontraktion ψ eines zerrissenen Stabes ausdrücken in Prozenten der ursprünglichen Länge l bezw. des ursprünglichen Querschnittes F desselben durch

$$\varphi = 100\,\frac{l_b - l}{l} \text{ bezw.}$$

$$\psi = 100\,\frac{F - F_b}{F},$$

wenn l_b die Länge nach erfolgtem Bruch und F_b den Querschnitt an der Bruchstelle bedeutet.

b) Kupfer und Kupferlegierungen.

Metallsorte	$E=\frac{1}{\alpha}$ kg/qcm	σ_p kg/qcm	K_z kg/qcm	φ %	ψ %
Kupferblech, gewalzt	1 150 000	.	2000—2300	38	45—50
Messing, gegossen .	800 000	650	1650	13	17,4
Rotguß	900 000	900	2000	6	10,5
Geschützbronze . .	1 100 000	300	3000	.	.
„ verdichtet	1 100 000	900	3200	.	.
Phosphorbronze . .	.	.	4000	.	.
Deltametall, Rohguß .	.	.	3400—3700	.	.
„ hart gewalzt	997 700	2200	5880	12,3	17,4
„ überschmiedet	.	1800	3600	.	.
Örlikoner Bronze Nr. A, überschmiedet . .	.	2800	4400—5600	15—25	.

[1]) Nickelstahl mit 5% Nickel: $\sigma_p = 4000$ bis 5000, $K_z = 8500$.
Nickelstahl mit 25% Nickel: $\sigma_p = 3500$ bis 6000, $K_z = 7000$ bis 8000.

[2]) Geglühter Stahlguß von Friedr. Krupp, als Martinstahlguß $K_z = 4000$ bis 4800, als Tiegelstahlguß $K_z = 4500$ bis 7000.

c) Andere Metalle und Materialien für Zugorgane.

Material	$E=\frac{1}{\alpha}$ kg/qcm	σ_p kg/qcm	K_z kg/qcm	Bemerkungen
Aluminium (gegossen)	675 000	.	1 000 bis 1 200	$\varphi = 3\,\%$.
Aluminiumbronze mit 10 % Aluminium .	.	.	6 400	$\varphi = 11\,\%$.
Zink, gewalzt . . .	150 000	.	1 900	$K = 1000$ kg/qcm.
Blei, weich	50 000	.	125	Hartblei $K_z = 300$ kg/qcm.
Eisendraht, blank gezogen	.	4 200	5 600 bis 7 000	Für neue Drahtseile ist E etwa 0,35 mal so groß als für den Draht aus demselben Stoff[1].
Eisendraht, geglüht .	2 000 000	2 000	4 000	
Bessemer - Stahldraht, blank	.	5 200	6 500	
—, geglüht	2 150 000	2 250	4 000 bis 6 000	
Lederriemen, neu . .	1 250	160	250	Leder (für Zug): $\varepsilon = \frac{1}{415}\sigma^{0,7}$, falls $\sigma = 3{,}9$ bis 27,2 kg/qcm.
—, gebraucht . . .	2 250	.	bis 450	
Manilahanfseil, neu .	8 000 bis 9 500	. .	1 200 neu	
Schleifshanfseil, neu	10 500 bis 12 500	. .	500 alt	

B. Zulässige Spannungen.

Man versteht unter der zulässigen Spannung eines Körpers (k_z für Zug, k für Druck, k_b für Biegung, k_s für Schub, k_d für Drehung) diejenige Spannung in kg/qcm, bis zu welcher er mit Sicherheit durch äußere Kräfte auf eine der verschiedenen Arten der Festigkeit beansprucht werden darf.

In der nachstehenden Tabelle gelten die zulässigen Spannungen unter I, wenn die Belastung eine ruhende ist.

Die zulässigen Spannungen unter II gelten, wenn die Belastung beliebig oft wechselt, derart, daß die durch sie hervorgerufenen Spannungen abwechselnd von Null bis zu einem größten Werte stetig wachsen und dann wieder auf Null zurücksinken.

Die zulässigen Spannungen unter III gelten, wenn die Belastung beliebig oft wechselt, derart, daß die durch sie hervorgerufenen Spannungen abwechselnd von einem größten negativen Werte stetig wachsen bis zu einem größten positiven, gleich großen Werte und dann wieder abnehmen.

1) Werte von K_z für Drahtseile siehe auch unter Vierter Abschnitt VII, A, b.

Für die **zwischenliegenden** Arten der Belastung können dazwischenliegende, den Spannungsgrenzen entsprechende Werte genommen werden.

Zulässige Spannungen in kg/qcm, nach C. v. Bach:

Art der Festigkeit und Belastung		Schweißeisen [1]	Flußeisen [2] von	Flußeisen [2] bis	Flußstahl [2] von	Flußstahl [2] bis	Stahlguß von	Stahlguß bis	Gußeisen	Kupferblech gewalzt
Zug. k_z	I.	900	900	1200	1200	1500	600	900	300	600[5])
	II.	600	600	800	800	1000	400	600	200	300
	III.	300	300	400	400	500	200	300	100	.
Druck. k	I.	900	900	1200	1200	1500	900	1200	900	.
	II.	600	600	800	800	1000	600	900	600	.
Biegung. k_b	I.	900	900	1200	1200	1500	750	1050	.	.
	II.	600	600	800	800	1000	500	700	.[3])	.
	III.	300	300	400	400	500	250	350	.	.
Schub. k_s	I.	720	720	960	960	1200	480	840	300	.
	II.	480	480	640	640	800	320	560	200	.
	III.	240	240	320	320	400	160	280	100	.
Drehung. k_d	I.	360	600	840	900	1200	480	840	.	.
	II.	240	400	560	600	800	320	560	.[4])	.
	III.	120	200	280	300	400	160	280	.	.

[1]) Für **vorzügliches Schweißeisen** können die angegebenen zulässigen Spannungen um Beträge bis zu einem Drittel höher genommen werden, sofern die hierdurch zugelassenen größeren Formänderungen in ihrer Gesamtheit mit dem Zwecke des Bauteiles vereinbar sind. Wo zu befürchten steht, daß die Gesamtformänderung die mit Rücksicht auf den Zweck des Bauteiles als zulässig erachtete Grenze überschreitet, ist von **dieser** auszugehen.

[2]) Die höheren Werte sind nur bei durchaus zuverlässigem, nicht zu weichem Stoff anzuwenden (bei dem also K_z = 3400 bis 4400 bezw. = 4500 bis 10000). Für **Draht** gelten, entsprechend der größeren Zugfestigkeit, größere Werte für k_z, u. zw. $k_z = \frac{1}{3} K_z$ bis $\frac{1}{2} K_z$.

[3]) Für **bearbeitetes Gußeisen** setze man die zulässige **Biegungsspannung**

$$k_b = \mu\, k_z \sqrt{\frac{e}{s_0}}, \text{ worin}$$

μ = 1,20 bis 1,33 und für den Balkenquerschnitt:
e den Abstand der am stärksten gespannten Faser von der Nullachse,
s_0 den Abstand des Schwerpunktes der auf der einen Seite der Nullachse gelegenen Querschnittfläche von der Nullachse bezeichnet.

Versuche ergaben für den rechteckigen Querschnitt: $k_b = 1{,}7\, k_z$, für den kreisförmigen Querschnitt: $k_b = 2{,}05\, k_z$, für den I-förmigen Querschnitt: $k_b = 1{,}45\, k_z$.

Für **vorzügliches Gußeisen** in Formen, die Gewähr für geringe Gußspannungen und vollkommene Dichtheit bieten, können die für k_b gegebenen Werte um Beträge bis zu einem Viertel höher genommen werden.

Für **Rohguß** ergab sich $k_b = 1{,}4\, k_z$ bezw. $k_b = 1{,}7\, k_z$ und $k_b = 1{,}2\, k_z$ bei den vorstehend bezeichneten Querschnitten.

(Note 4 und 5 s. nächste Seite.)

Für Federstahl ist nach C. v. Bach im Falle II für den ungehärteten Zustand $k_b = 3600$ kg/qcm, für den gehärteten Zustand $k_b = 4300$ kg/qcm.

C. Verschiedene Arten der Festigkeit gerader Stäbe.

a) Zug- und Druckfestigkeit.

Die zulässige Belastung P eines auf Zug oder Druck beanspruchten prismatischen Stabes vom Querschnitte F qcm ist

$$P = F k_z \text{ bezw. } P = F k.$$

Die bei der Belastung P eintretende elastische Verlängerung bezw. Verkürzung λ eines prismatischen Stabes von der ursprünglichen Länge l beträgt

$$\lambda = \frac{P l}{F E},$$

worin E den Elastizitätsmodul des Stabmaterials bedeutet.

b) Knickfestigkeit.

Ist der Stab in einer Weise befestigt, wie in Fig. 6 bis 9 dargestellt ist, so ist allgemein, nach Euler, die Knickbelastung

$$P_k = w \frac{E J}{l^2};$$

hierin bedeutet

- w einen von der Befestigungsweise der Stabenden abhängigen Koeffizienten,
- J das kleinste äquatoriale Trägheitsmoment des gefährlichen Stabquerschnittes in cm^4,
- E den Elastizitätsmodul des Stabmaterials in kg/qcm,
- l die Länge des Stabes in cm.

Die zulässige Belastung P (Tragfähigkeit) des Stabes darf nur einen Bruchteil der Knickbelastung P_k betragen. Man setzt

$$P = \frac{P_k}{\mathfrak{S}},$$

---

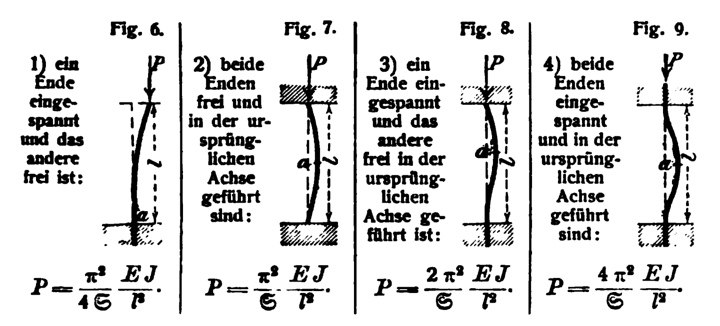
[4]) Die zulässige Drehungsspannung k_d des bearbeiteten Gußeisens setze man:

für den kreisförmigen Querschnitt . . . . k_d = (reichlich) k_z,
„ „ kreisringförmigen u. hohlelliptischen Querschnitt $k_d = 0{,}8\, k_z$ bis k_z,
„ „ elliptischen Querschnitt . . . . $k_d = k_z$ bis $1{,}25\, k_z$,
„ „ quadratischen Querschnitt . . . . $k_d = 1{,}4\, k_z$,
„ „ rechteckigen Querschnitt . . . . $k_d = 1{,}4\, k_z$ bis $1{,}6\, k_z$,
„ „ hohlrechteckigen Querschnitt . . . . $k_d = k_z$ bis $1{,}25\, k_z$,
„ „ I-, C-, +-, L-förmigen Querschnitt . . . . $k_d = 1{,}4\, k_z$ bis $1{,}6\, k_z$.

Der Einfluß der Gußhaut ist hier geringer als bei der Biegungsspannung.

[5]) Bei Windkesseln großer Feuerspritzen sei $k_z \geqq 800$, bei Centrifugen $k_z = 500$.

wenn $\mathfrak{S}$ den **Sicherheitsgrad** gegen Knicken bedeutet, und erhält mit $w = \frac{\pi^2}{4}$, π^2, $2\pi^2$ und $4\pi^2$ die zulässigen Belastungen, wenn



Der auf Knicken berechnete Querschnitt braucht nur bei a (Fig. 6 bis 9) vorhanden zu sein; an den Enden genügt der der zulässigen Druckspannung k entsprechende Querschnitt. Es muß aber selbstverständlich der Querschnitt bei a der Gleichung

$$\frac{P}{F} \leqq k$$

ebenfalls Genüge leisten.

c) Biegungsfestigkeit.

Bei der Biegung eines prismatischen Stabes behalten nur die Fasern einer einzigen, durch die Stabachse gehenden Schicht, der **Nullschicht** (neutralen Faserschicht), ihre ursprüngliche Länge; diese Schicht schneidet jeden zur Schwerachse senkrechten Querschnitt in der **Nulllinie** (neutralen Achse).

Bezeichnet

- M das Biegungsmoment eines Stabquerschnittes in cmkg,
- J das Trägheitsmoment des Querschnittes, bezogen auf die Nulllinie, in cm^4,
- e den Abstand der von der Nulllinie entferntesten Faser in cm,
- $W = \frac{J}{e}$ das Widerstandsmoment des Querschnittes, bezogen auf die Nulllinie, in cm^3,
- k_b die zulässige Biegungsspannung in kg/qcm,

dann gilt die **Grundgleichung**

$$M = \frac{J}{e} k_b = W k_b.$$

1. Trägheits- und Widerstandsmomente.

Trägheits- und Widerstandsmomente der deutschen Normalprofile für Walzeisen s. Anhang des Hilfsbuches.

Querschnitt	Trägheitsmoment	Widerstandsmoment
Rechteck (b, h)	$J = \frac{b\,h^3}{12}$.	$W = \frac{b\,h^2}{6}$.
Quadrat (h)	$J = \frac{h^4}{12}$.	$W = \frac{h^3}{6}$.
Ellipse (a, b)	$J = \frac{\pi\,a^3\,b}{4}$.	$W = \frac{\pi\,a^2\,b}{4}$.
Elliptischer Ring (a, a_1, b, b_1, d)	$J = \frac{\pi}{4}(a^3\,b - a_1^3\,b_1)$ $\sim \frac{\pi}{4}\,a^2\,(a + 3\,b)\,d$.	$W \sim \frac{\pi}{4}\,a\,(a + 3\,b)\,d$.
Dreieck (b, h, e)	$J = \frac{b\,h^3}{36}$.	$W = \frac{b\,h^2}{24}$, für $e = \frac{2}{3}\,h$.
Sechseck (R)	$J = \frac{5\sqrt{3}}{16}\,R^4$ $= 0{,}5413\,R^4$.	$W = \frac{5}{8}\,R^3$.
Sechseck (R, gedreht)		$W = 0{,}5413\,R^3$.
Achteck (R)	$J = \frac{1 + 2\sqrt{2}}{6}\,R^4$ $= 0{,}6381\,R^4$.	$W = 0{,}6906\,R^3$.

Querschnitt	Trägheitsmoment	Widerstandsmoment
	$J=\frac{6\,b^2+6\,b\,b_1+b_1^2}{36\,(2\,b+b_1)}\,h^3.$	$W=\frac{6\,b^2+6\,b\,b_1+b_1^2}{12\,(3\,b+2\,b_1)}\,h^2,$ für $e=\frac{1}{3}\,\frac{3\,b+2\,b_1}{2\,b+b_1}\,h.$
	$J=\frac{b\,(h^3-h_1^3)+b_1\,(h_1^3-h_2^3)}{12}.$	$W=\frac{b\,(h^3-h_1^3)+b_1\,(h_1^3-h_2^3)}{6\,h}.$
	$J=\frac{B\,H^3+b\,h^3}{12}.$	$W=\frac{B\,H^3+b\,h^3}{6\,H}.$
	$J=\frac{B\,H^3-b\,h^3}{12}.$	$W=\frac{B\,H^3-b\,h^3}{6\,H}.$
	$J={}^1/_3(B\,e_1^3-b\,h^3+a\,e_2^3)$	$e_1=\frac{1}{2}\,\frac{a\,H^2+b\,d^2}{a\,H+b\,d}$; $e_2=H-e_1.$
	$J={}^1/_3\,(B\,e_1^3-B_1\,h^3+b\,e_2^3-b_1\,h_1^3).$ $e_1=\frac{1}{2}\,\frac{a\,H^2+B_1\,d^2+b_1\,d_1\,(2\,H-d_1)}{a\,H+B_1\,d+b_1\,d_1}.$	
	$J=\frac{\pi\,d^4}{64}.$	$W=\frac{\pi\,d^3}{32}\sim 0{,}1\,d^3.$
	$J=\frac{\pi}{64}\,(D^4-d^4).$	$W=\frac{\pi}{32}\,\frac{D^4-d^4}{D}.$

2. Biegungsmomente für verschiedene Belastungsweisen prismatischer Stäbe.

Es bedeutet noch
- P eine Einzellast in kg,
- Q eine über die ganze Stablänge gleichmäßig verteilte Last in kg,
- l die freie Länge des Stabes in cm,
- E den Elastizitätsmodul des Stabmaterials in kg/qcm,
- f und f_m die Durchbiegung des Stabes im Angriffspunkte der Einzellast P bezw. in der Mitte der Stützweite in cm.

Belastungsfall	Biegungsmoment M	Durchbiegung
	$M_{max} = Pl.$	$f = \frac{P}{EJ} \frac{l^3}{3}.$
	$M_{max} = \frac{Pl}{4}.$	$f = \frac{P}{EJ} \frac{l^3}{48}.$
	$M_{max} = \frac{P l_1 l_2}{l}.$	$f = \frac{P}{EJ} \frac{l l_1^2 l_2^2}{3}.$
	$M_{max} = \frac{Pl}{8}.$	$f = \frac{P}{EJ} \frac{l^3}{192}.$
	$M = P l_1 = \text{konst.}$	$f_m = \frac{P}{EJ} \frac{l^3}{8} \frac{l_1}{l}$ in der Mitte der Stützweite; $f = \frac{P}{EJ} \left(\frac{l_1}{3} + \frac{l_1^2 l}{2} \right)$ im Angriffpunkte der Last.

Belastungsfall	Biegungsmoment M	Durchbiegung
	$M_{max} = \frac{Q\,l}{2}$.	$f = \frac{Q}{E\,J}\,\frac{l^3}{8}$.
	$M_{max} = \frac{Q\,l}{8}$.	$f = \frac{Q}{E\,J}\,\frac{5\,l^3}{384}$.
	$M_{max} = {}^1/_{12}\,Q\,l$ im Einspannungsquerschnitt; $M = {}^1/_{24}\,Q\,l$ in der Stabmitte.	$f = \frac{Q}{E\,J}\,\frac{l^3}{384}$.

d) Schubfestigkeit.

Die Größe der durch eine Schubkraft P hervorgerufenen Schubspannung τ eines Stabes hängt von der Querschnittsform desselben ab. Sie beträgt

für einen rechteckigen Querschnitt $b\,h$:

$$\tau_{max} = \frac{3}{2}\,\frac{P}{b\,h},$$

für einen kreisförmigen Querschnitt vom Durchmesser d

$$\tau_{max} = \frac{16}{3}\,\frac{P}{\pi\,d^2}.$$

Die zulässige Schubspannung kann im allgemeinen gesetzt werden

$$k_s = \frac{k_z}{1{,}3}.$$

e) Drehungsfestigkeit.

Bedeutet

M_d das Moment des drehenden Kräftepaares in cmkg,

$G = {}^1/_\beta = {}^5/_{13}\,E = 0{,}385\,E$ den Gleitmodul in kg/qcm (s. S. 40),

k_d die zulässige Drehungsspannung des Stabmateriales in kg/qcm,

ϑ den verhältnismäfsigen Verdrehungswinkel zweier um 1 cm voneinander abstehenden Stabquerschnitte unter der Einwirkung von M_d, gemessen in cm als Bogen vom Halbmesser 1 cm,

dann gelten für M_d und ϑ die in der nachstehenden Tabelle für die wichtigsten Querschnitte angegebenen Werte.

Querschnitt	Zulässiges Drehmoment	Verdrehungswinkel
	$M_d = \frac{\pi}{16} d^3 k_d \sim 0{,}2\, d^3 k_d.$	$\vartheta = \frac{32}{\pi d^4} \frac{M_d}{G}.$
	$M_d = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} k_d.$	$\vartheta = \frac{32}{\pi (D^4 - d^4)} \frac{M_d}{G}.$
	$M_d = \frac{\pi}{16} b^2 h k_d.$ ($h > b$.)	$\vartheta = \frac{16}{\pi} \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{M_d}{G}.$
	$M_d = \frac{\pi}{16} \frac{b^3 h - b_0^3 h_0}{b} k_d.$ ($h_0 : h = b_0 : b$; $h > b$.)	.
	$M_d = \frac{2}{9} b^2 h k_d.$ ($h > b$.)	$\vartheta = 3{,}6 \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{M_d}{G}.$
	$M_d = \frac{2}{9} h^3 k_d.$	$\vartheta = 7{,}2 \frac{1}{h^4} \frac{M_d}{G}.$
	$M_d = \frac{2}{9} s^2 (h + 2 b_0) k_d.$	.

Bezeichnet noch

l die Länge des auf Verdrehung beanspruchten Stabes in cm,

ψ den Verdrehungswinkel für die ganze Stablänge,

so ist

$$\psi = l \vartheta.$$

f) Zusammengesetzte Festigkeit.

1. Zug (Druck) und Biegung.

Bezeichnet

σ_1 die größte Zugspannung } eines durch ein Biegungmoment
σ_2 „ „ Druckspannung } M_b beanspruchten Stabquerschnittes F in kg/qcm,

σ „ „ Zugspannung (Druckspannung) des gleichzeitig noch durch eine Kraft P auf Zug (Druck) beanspruchten Querschnittes in kg/qcm,

so mufs für Zug und Biegung

$$\sigma_1 + \sigma = \frac{M_b}{J} e_1 + \frac{P}{F} \leqq k_z,$$

für Druck und Biegung

$$\sigma_2 + \sigma = \frac{M_b}{J} e_2 + \frac{P}{F} \leqq k_d$$

sein, wenn e_1 bezw. e_2 den Abstand der von der Nulllinie entferntesten Zugfaser (Druckfaser) und J das Trägheitsmoment des betreffenden Querschnittes bedeutet.

2. Zug, (Druck) und Drehung.

Bezeichnet

τ die größte Schubspannung eines durch ein Drehmoment M_d beanspruchten Querschnittes F in kg/qcm,

σ die größte Zugspannung (Druckspannung) des gleichzeitig noch durch eine Kraft P auf Zug (Druck) beanspruchten Querschnittes in kg/qcm,

so muß für Zug und Drehung

$$0{,}35\,\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0\,\tau)^2} \leqq k_z, \qquad \left(\alpha_0 = \frac{k_z}{1{,}3\,k_d}\right)$$

für Druck und Drehung

$$0{,}35\,\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0\,\tau)^2} \leqq k \qquad \left(\alpha_0 = \frac{k}{1{,}3\,k_d}\right)$$

und ferner

$$-0{,}35\,\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0\,\tau)^2} \leqq k_z \qquad \left(\alpha_0 = \frac{k_z}{1{,}3\,k_d}\right)$$

sein.

3. Biegung und Drehung.

In jedem Querschnittteilchen erzeugt das Biegungsmoment M_b eine Normalspannung σ und das Drehmoment M_d eine Schubspannung τ.

Es gilt dann

$$0{,}35\,\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0\,\tau)^2} \leqq k_b. \qquad \left(\alpha_0 = \frac{k_b}{1{,}3\,k_d}\right)$$

Setzt man in vorstehende Gleichung — für kreisförmigen Querschnitt vom Durchmesser d —

$$\sigma = \frac{M_b}{0{,}1\,d^3} \text{ und } \tau = \frac{M_d}{0{,}2\,d^3},$$

so ergibt sich

$$0{,}35\,M_b + 0{,}65\sqrt{M_b^2 + (\alpha_0\,M_d)^2} \leqq 0{,}1\,d^3\,k_b.$$

Für rechteckigen Querschnitt $b\,h$ gilt

$$0{,}35\,M_1 + 0{,}65\sqrt{M_1^2 + (^3/_2\,\alpha_0\,M_d)^2} \leqq {}^1/_6\,b\,h^2\,k_b,$$

$$0{,}35\,M_2 + 0{,}65\sqrt{M_2^2 + (^3/_2\,\alpha_0\,M_d)^2} \leqq {}^1/_6\,b^2\,h\,k_b,$$

je nachdem das Biegungsmoment M_1 bezw. M_2 auf die zu b oder h parallele Schwerachse des Querschnittes $b\,h$ bezogen wird ($h > b$).

Nachzurechnen ist noch, ob

$$\frac{M_1}{^1/_6\,b\,h^2} + \frac{M_2}{^1/_6\,b^2\,h} \leqq k_b.$$

D. Festigkeit der Federn.

Es bedeutet

P die zulässige Belastung (Tragfähigkeit) der Feder in kg,

f die Durchbiegung, entsprechend der Belastung P oder der zulässigen Biegungs- oder Drehungsspannung k_b bezw. k_d in cm,

l die Länge der Feder in cm.

a) Biegungsfedern.

1. Gerade Biegungsfedern.

Benennung	Tragfähigkeit	Durchbiegung
Rechteckfeder.	$P = \frac{b\,h^2}{6}\,\frac{k_b}{l}$.	$f = \frac{P}{E\,J}\,\frac{l^3}{3} = 4\,\frac{l^3}{b\,h^3}\,\frac{P}{E} = {}^2/_3\,\frac{l^2}{h}\,\frac{k_b}{E}$.
Dreieckfeder.	$P = \frac{b\,h^2}{6}\,\frac{k_b}{l}$.	$f = \frac{P}{E\,J}\,\frac{l^3}{2} = 6\,\frac{l^3}{b\,h^3}\,\frac{P}{E} = \frac{l^2}{h}\,\frac{k_b}{E}$.
Rechteckfeder nach der kubischen Parabel zugeschärft.	$P = \frac{b\,h^2}{6}\,\frac{k_b}{l}$.	$f = \frac{P}{E\,J}\,\frac{l^3}{2} = 6\,\frac{l^3}{b\,h^3}\,\frac{P}{E} = \frac{l^2}{h}\,\frac{k_b}{E}$.

2. Gewundene Biegungsfedern.

l ist die Länge der gestreckt gedachten Feder.

Benennung	Tragfähigkeit	Durchbiegung
Gewundene Feder mit rechteckigem Querschnitte.	$P = \frac{b h^2}{6} \frac{k_b}{r}$.	$f = r\omega = \frac{P}{EJ} l r^2 = 12 \frac{P l r^2}{E b h^3} = 2 \frac{r l}{h} \frac{k_b}{E}$.
Gewundene Feder mit rundem Querschnitte.	$P = \frac{\pi d^3}{32} \frac{k_b}{r}$.	$f = r\omega = \frac{P}{EJ} l r^2 = \frac{64}{\pi} \frac{P l r^2}{E d^4} = 2 \frac{r l}{d} \frac{k_b}{E}$.
Spiralfeder mit rechteckigem Querschnitte.	$P = \frac{b h^2}{6} \frac{k_b}{r}$.	$f = r\omega = \frac{P}{EJ} l r^2 = 12 \frac{P l r^2}{E b h^3} = 2 \frac{r l}{h} \frac{k_b}{E}$.

b) Drehungsfedern.

1. Gerade Drehungsfedern.

Benennung	Tragfähigkeit	Durchbiegung.
Einfache Drehungsfeder mit rundem Querschnitte.	$P = \frac{\pi}{16} \frac{d^3}{r} k_d$.	$f = r\omega = \frac{32 r^2 l}{\pi d^4} \frac{P}{G} = 2 \frac{r l}{d} \frac{k_d}{G}$.
Einfache Drehungsfeder mit rechteckigem Querschnitte.	$P = \frac{2}{9} \frac{b^2 h}{r} k_d$.	$f = r\omega = 3{,}6\, r^2 l \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{P}{G} = 0{,}8\, r l \frac{b^2 + h^2}{b h^2} \frac{k_d}{G}$.

2. Gewundene Drehungsfedern.

n bedeutet die Anzahl der Windungen, r den **mittleren** Halbmesser der Feder.

Benennung	Tragfähigkeit	Durchbiegung
Cylindrische Schraubenfeder mit rundem Querschnitte.	$P = \frac{\pi}{16}\frac{d^3}{r}k_d.$	$f = \frac{64\,n\,r^3}{d^4}\cdot\frac{P}{G} = \frac{4\,\pi\,n\,r^2}{d}\,\frac{k_d}{G}.$
Cylindrische Schraubenfeder mit rechteckigem Querschnitte.	$P = \frac{2}{9}\frac{b^2h}{r}k_d.$	$f = 7{,}2\,\pi\,n\,r^3\frac{b^2+h^2}{b^3h^3}\,\frac{P}{G} =$ $1{,}6\,\pi\,n\,r^2\frac{b^2+h^2}{b\,h^2}\,\frac{k_d}{G}.$
Kegelfeder mit rundem Querschnitte.	$P = \frac{\pi}{16}\frac{d^3}{r}k_d.$	$f = \frac{16\,r^2\,l}{\pi\,d^4}\,\frac{P}{G} = \frac{r\,l}{d}\,\frac{k_d}{G} =$ $16\,n\,\frac{r^3}{d^4}\,\frac{P}{G} = \pi\,n\,\frac{r^2}{d}\,\frac{k_d}{G}.$
Kegelfeder mit rechteckigem Querschnitte.	$P = \frac{2}{9}\frac{b^2h}{r}k_d.$	$f = 1{,}8\,r^2\,l\,\frac{b^2+h^2}{b^3h^3}\,\frac{P}{G} =$ $0{,}4\,r\,l\,\frac{b^2+h^2}{b\,h^2}\,\frac{k_d}{G}$ $= 1{,}8\,\pi\,n\,r^3\frac{b^2+h^2}{b^3h^3}\,\frac{P}{G} =$ $0{,}4\,\pi\,n\,r^2\frac{b^2+h^2}{b\,h^2}\,\frac{k_d}{G}.$

Die **Arbeit** in cmkg, die von einer Feder bei ihrer Durchbiegung von Null bis f aufgenommen wird (die sogen. „Federungsarbeit") ist

$$A = \frac{Pf}{2}.$$

E. Festigkeit cylindrischer und kugelförmiger Gefäfse.

Es bezeichne

r_i den inneren Halbmesser in cm, r_a „ äußeren „ „ „ $\Big\}\ r = r_a - r_i$,

k_z die zulässige Zugspannung des Materials in kg/qcm,

k „ „ Druckspannung „ „ „ „ .

a) Hohlcylinder.

1. Innerer Überdruck p_i in kg/qcm. Es ist

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 1{,}3\,p_i}} = r_i \sqrt{\frac{1 + 0{,}4\,\frac{p_i}{k_z}}{1 - 1{,}3\,\frac{p_i}{k_z}}} \quad . \; . \; . \; . \; 1$$

Es sind nur solche Verhältnisse möglich, wofür

$$k_z > 1{,}3\,p_i \text{ oder } \frac{p_i}{k_z} < 0{,}77.$$

Für geringe Wandstärken gilt hinreichend genau

$$s = r_i\,\frac{p_i}{k_z}.$$

(Berechnung der Wandstärke cylindrischer Dampfkessel mit innerem Überdruck siehe unter „Dampfkessel“.)

2. Äußerer Überdruck p_a in kg/qcm. Wenn ein Eindrücken der Wandung nicht zu erwarten steht, so ist

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k}{k - 1{,}7\,p_a}}.$$

Es sind nur solche Verhältnisse möglich, wofür $p_a < \frac{k}{1{,}7}$ oder $\frac{p_a}{k} < 0{,}59$ ist.

Für geringe Wandstärken gilt hinreichend genau

$$s = r_a\,\frac{p_a}{k}.$$

(Berechnung der Wandstärke cylindrischer Dampfkessel-Flammrohre siehe unter „Dampfkessel“.)

b) Hohlkugeln.

1. Innerer Überdruck p_i in kg/qcm. Es ist

$$r_a = r_i \sqrt[3]{\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 0{,}65\,p_i}}.$$

Nach Maßgabe dieser Gleichung sind nur solche Verhältnisse möglich, wofür $p_i < \frac{k_z}{0{,}65}$ oder $\frac{p_i}{k_z} < 1{,}54$ ist.

Für geringe Wandstärken gilt hinreichend genau

$$s = {}^1/_2\,r_i\,\frac{p_i}{k_z}.$$

2. Äußerer Überdruck p_a in kg/qcm. Wenn ein Einknicken der Wandung nicht zu erwarten steht, so ist

$$r_a = r_i \sqrt[3]{\frac{k}{k - 1{,}05\, p_a}}.$$

Es sind nur solche Verhältnisse möglich, wofür $p_a < \frac{k}{1{,}05}$ oder $\frac{p_a}{k} < 0{,}95$ ist.

Für geringe Wandstärken gilt hinreichend genau

$$s = {}^1/_2\, r_a \frac{p_a}{k}.$$

Erfährt ein Gefäß Abnutzung durch Rosten oder dergl., so ist die berechnete Wandstärke um einen entsprechenden Betrag zu vergrößern.

Vierter Abschnitt.

Maschinenteile[1]).

I. Hilfsmittel zur Verbindung von Maschinenteilen.

A. Lösbare Verbindungen.

a) Keile.

1. Querkeile.

Eine einfache Keilverbindung — aus zwei zu verbindenden Körpern *m* und *n* und dem Keil bestehend – zeigt Fig. 10. Wirkt auf den

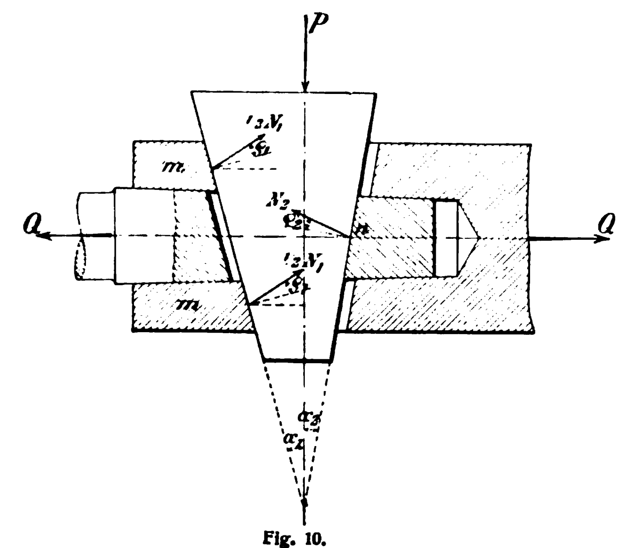


Fig. 10.

letzteren in der angedeuteten Richtung eine Kraft P, so kann dadurch eine Kraft Q überwunden werden, die sich auf folgende Weise ergibt.

---

[1]) C. v. Bach, Die Maschinenelemente, 9. Aufl., Stuttgart 1903, A. Bergsträsser.

Bedeutet $\mu_1 = \operatorname{tg} \rho_1$ den Reibungskoeffizienten des Keiles (Steigungswinkel $\alpha_1 + \alpha_2$) auf den Flächen des Körpers m, $\mu_2 = \operatorname{tg} \rho_2$ denjenigen auf der Fläche des Körpers n und $\mu = \operatorname{tg} \rho$ denjenigen in den Berührungsflächen zwischen m und n, so ist für die Stützendrucke N_1 und N_2

$$P = N_1 \sin(\alpha_1 + \rho_1) + N_2 \sin(\alpha_2 + \rho_2),$$
$$N_1 \cos(\alpha_1 + \rho_1) - N_2 \cos(\alpha_2 + \rho_2) = 0,$$
$$N_2 \cos(\alpha_2 + \rho_2) = Q + N_2 \sin(\alpha_2 + \rho_2)\,\mu,$$

woraus folgt

$$P = Q\,\frac{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)}{1 - \mu \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)}.$$

Die Kraft zum Lösen des Keiles bezw. diejenige Kraft, welche auf den Keil wirken muß, damit er unter Einwirkung der Zugkraft Q sich nicht von selbst nach auswärts bewegt, beträgt

$$P' = Q\,\frac{\operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2)}{1 + \mu \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2)}.$$

Demnach ist die Bedingung der Selbsthemmung $\operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2) \overline{\gtrless} 0$.

Für $\alpha_1 = \alpha_2$ allgemein $= \alpha$ und $\rho_1 = \rho_2$ allgemein $= \rho$ ist annähernd

$$P = Q\, 2 \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

und

$$P' = Q\, 2 \operatorname{tg}(\rho - \alpha).$$

S e l b s t h e m m u n g ist vorhanden, solange

$$\operatorname{tg}(\rho - \alpha) \leqq 0, \text{ d. h.}$$
$$\alpha \leqq \rho.$$

Wenn $\alpha_2 = 0$ und $\alpha_1 = \alpha$ gesetzt wird, so folgt

$$\left.\begin{aligned} P &= Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \\ P' &= Q \operatorname{tg}(2\rho - \alpha) \end{aligned}\right\} \quad \dots\dots\dots \quad 2$$

und als Bedingung der Selbsthemmung

$$2\rho - \alpha \leqq 0, \text{ d. h.}$$
$$\alpha \leqq 2\rho.$$

Die trigonometrische Tangente des Steigungswinkels α nennt man den A n z u g des Keiles und unterscheidet nach Vorstehendem Keile mit d o p p e l t e m und solche mit e i n s e i t i g e m Anzug. Letzterer kann bei Verbindungen, die eine dauernde Befestigung gewähren sollen, $^1/_{25}$ bis $^1/_{15}$, bei solchen, die öfter gelöst werden, $^1/_{15}$ bis $^1/_{10}$ und zuweilen bis $^1/_6$ betragen.

Bei einem Anzuge von mehr als $^1/_{12}$ sind Keilsicherungen, d. h. Vorrichtungen anzubringen, die ein selbsttätiges Lösen des Keiles verhindern.

Die K e i l a b m e s s u n g e n sind mit Rücksicht auf die Art der Belastung — ob r u h e n d oder w e c h s e l n d — zu ermitteln. Im letzteren Falle ist durch Anziehen des Keiles bereits im unbelasteten Zustande eine Verspannung der miteinander zu verbindenden Teile herbeizuführen. Um diese zusätzliche Beanspruchung zum Ausdruck zu bringen, kann den Rechnungen die 1,25-fache Belastung zu Grunde gelegt werden.

Eine einfache Q u e r k e i l v e r b i n d u n g für ruhende Belastung zeigt Fig. 11.

Es ist

$$P = \frac{d^2\pi}{4} k_z = \left(\frac{D^2\pi}{4} - D s_1\right) k_z', \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3$$

wenn k_z die zulässige Spannung im Querschnitte $\frac{d^2\pi}{4}$ und k_z' die zulässige Spannung im Querschnitte $\frac{D^2\pi}{4} - D s_1$. Da im letzteren Querschnitte die Spannung in den dem Keilloche am nächsten liegenden Flächenelementen größer sein wird als in den nach dem Umfange zu gelegenen, so muß $k_z' < k_z$ gewählt werden. Schätzungsweise trägt man diesem Umstande dadurch Rechnung, daß man setzt

$$k_z' = \frac{\pi}{4} k_z.$$

Dann folgt aus Gleichung 3 mit dem üblichen Werte $s_1 = 0{,}25\,D$

$$D \sim \frac{4}{3} d.$$

Die Pressung k in der Berührungsstelle $D s_1$ zwischen Keil und Stange ergibt sich aus

$$\frac{d^2\pi}{4} k_z = D s_1 k = \frac{D^2}{4} k$$

zu

$$k \sim \frac{7}{4} k_z.$$

Wird dieser Wert auch für die Hülse, welche die Stange umschließt, zugelassen, so folgt aus

$$2 s s_1 k = D s_1 k$$

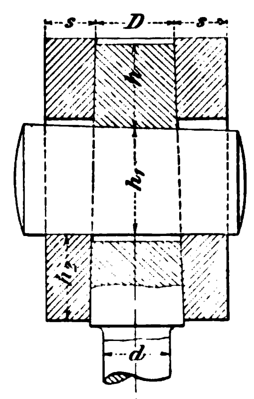
$$s = 0{,}5\,D.$$

Für die mittlere Höhe h_1 des auf Biegung beanspruchten Keiles gilt

$$\frac{P}{2}\left(\frac{D}{2} + \frac{s}{2} - \frac{D}{4}\right) = \frac{s_1 h_1^2}{6} k_b,$$

woraus mit $s_1 = 0{,}25\,D$, $s = 0{,}5\,D$, $P = \frac{d^2\pi}{4} k_z$

$$h_1 = d\sqrt{\frac{3\pi}{2} \frac{k_z}{k_b}}.$$



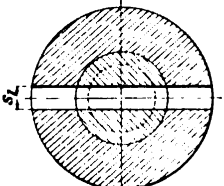


Fig. 11.

In der Regel wird die Stange aus Schweiß- oder Flußeisen, der Keil aus Stahl hergestellt, so daß unter Voraussetzung der Belastungsweise I (S. 53) mit $k_z = 900$ und $k_b = 1350$

$$h_1 \sim \frac{7}{4} d \sim \frac{4}{3} D.$$

Der Anzug des Keiles ist $^1/_{20}$ bis $^1/_{15}$ zu wählen.

Die Abmessung h kann für rechteckige Keile betragen

$$h = 0{,}67\,h_1 \text{ bis } 0{,}75\,h_1.$$

Die Höhe h_2 nimmt man gleich h, sofern die Gesamtbeanspruchung der Hülse nicht eine größere Abmessung bedingt.

Keile, welche bei voller Belastung eingetrieben werden, müssen solche Abmessungen erhalten, daß die Pressung in den Flächen, welche hierbei aufeinander gleiten, das höchstzulässige Maß nicht überschreitet (Sicherheit gegen Anfressen).

Fig. 12 zeigt eine häufig vorkommende Keilverbindung.

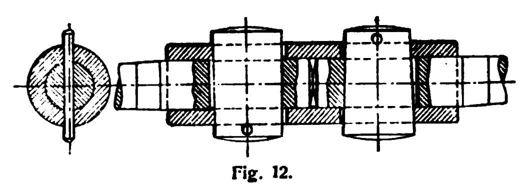


Fig. 12.

Weitere Keilverbindungen finden sich im folgenden bei den Maschinenteilen, zu denen sie gehören.

2. Längskeile.

Die fast stets aus Stahl gefertigten Längskeile dienen zur Befestigung von Rädern, Kupplungen, Kurbeln, Excentern etc. auf den Triebwellen oder Achsen.

Man unterscheidet Keile mit Anzug und prismatische Keile oder Federn.

Erstere werden je nach der Querschnittsform und nach der Lage gegen die Welle als Hohlkeile (Fig. 13), Flächenkeile (Fig. 14), Nutenkeile (Fig. 15) und Tangentialkeile (Fig. 16) ausgeführt.

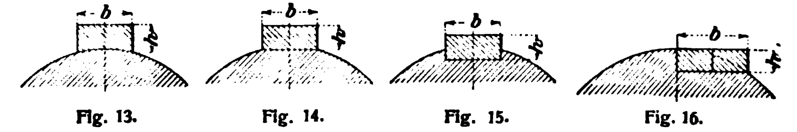


Fig. 13. Fig. 14. Fig. 15. Fig. 16.

Die Hohl- und Flächenkeile sind nur zum Übertragen kleinerer Kräfte geeignet; sie kommen insbesondere dann zur Verwendung, wenn auf eine Welle nachträglich ein Rad, eine Scheibe oder dergl. aufgesetzt werden soll. Die Betriebssicherheit ist jedoch schon bei geringen Erschütterungen der arbeitenden Teile nicht sehr groß, weshalb Nutenkeile nach Fig. 15 den Vorzug verdienen. Die schmalen Flächen derselben sichern bei einem etwaigen Gleiten zwischen Nabe und Welle die Übertragung des Drehmomentes, was bei Hohl- und Flächenkeilen nicht der Fall ist.

Die Tangentialkeile — es sind stets zwei Paar anzuordnen — leisten namentlich da, wo die Richtung der Kraftabgabe schnell wechselt, ferner bei stark stoßenden Maschinenteilen ausgezeichnete Dienste.

Der Fig. 17 ersichtliche Nasenkeil wird da angewendet, wo man einen Ansatz, die Nase, braucht, um den Keil wieder herausschlagen zu können.

Wegen ihrer hohen Unfallsgefahr sind Nasenkeile zu verwerfen.

Die **Federn** (Fig. 18) sichern nur die Drehung der Naben auf der Welle, nicht aber ihre Verschiebung in Richtung der Wellenachse. Letzteres kann durch **Stellringe** (s. d.) verhütet werden.

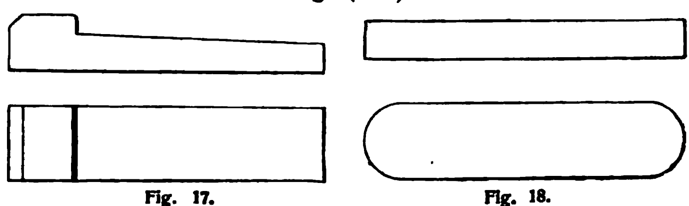


Fig. 17. Fig. 18.

Die Keilabmessungen können für normale Bohrungen aus der nachstehenden Tabelle entnommen werden. Hierin bedeutet d den Wellendurchmesser, b die Keilbreite und h die Keilhöhe in mm. Die Nut erhält $^1/_{100}$ Anzug.

Hauptantriebe mit Wellen von $d \gtreqless 180$ mm erhalten Doppelkeile, die um 90^0 gegeneinander versetzt werden.

d	Hohlkeil Fig. 13		Flächenkeil Fig. 14		Nutenkeil Fig. 15		Tangentialkeil Fig. 16	
	b	h	b	h	b	h	b	h
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
30	11	5	11	4	—	—	—	—
35	14	7	14	6	—	—	—	—
40	14	7	14	6	—	—	—	—
45	14	7	14	6	—	—	—	—
50	16	8	16	7	16	7	—	—
55	16	8	16	7	16	7	—	—
60	16	8	16	7	16	7	—	—
65	19	10	19	8	19	8	—	—
70	19	10	19	8	19	8	—	—
75	21	10	21	8	21	8	—	—
80	21	10	21	8	21	8	—	—
85	23	12	23	10	23	10	—	—
90	23	12	23	10	23	10	—	—
95	26	13	26	11	26	11	—	—
100	26	13	26	11	26	11	29	9
105	30	15	30	12	30	12	30	9
110	30	15	30	12	30	12	32	10
115	30	15	30	12	30	12	32	10
120	30	15	30	12	30	12	35	11
125	30	15	30	12	30	12	35	11
130	33	17	33	15	33	15	38	12
135	33	17	33	15	33	15	38	12
140	33	17	33	15	33	15	39	12
145	33	17	33	15	33	15	40	12
150	33	17	33	15	33	15	42	13

b) Schrauben.

1. Allgemeines.

Wickelt man die Ebene eines Winkels $b\,a\,c$ (Fig. 19) so auf einen Cylinder vom Halbmesser r, dafs der eine Schenkel $a\,b$ mit der Umfangslinie eines Normalschnittes des Cylinders zusammenfällt, dann beschreibt der andere Schenkel $a\,c$ eine auf dem Cylinder liegende Kurve, die als

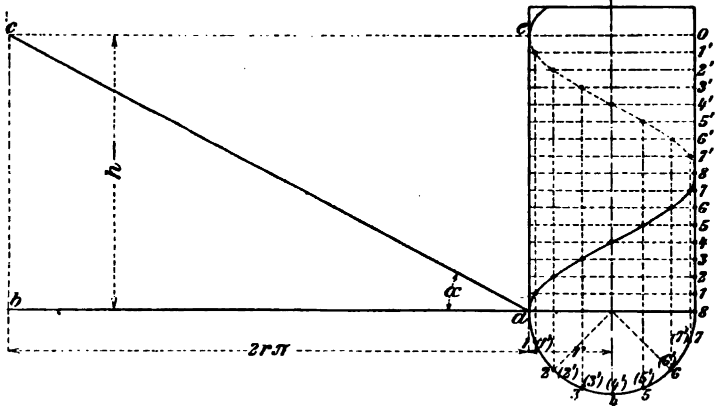


Fig. 19.

Schraubenlinie bezeichnet wird. Der Winkel $b\,a\,c$ heifst der Steigungswinkel und wird allgemein mit α, der Abstand $a\,e = b\,c$ je zweier Schraubenwindungen — die Steigung oder die Ganghöhe — mit h bezeichnet. Es ist nach Fig. 19

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2\,r\,\pi}.$$

Man konstruiert die Schraubenlinie, indem man die Ganghöhe h und ferner von a aus den als Kreis sich darstellenden Normalschnitt des Cylinders in je n (hier 16) gleiche Teile teilt. Die Schnittpunkte der durch die ersteren Teilpunkte gelegten wagerechten mit den durch die letzteren gelegten lotrechten Linien geben Punkte der Schraubenlinie.

Führt man eine beliebige gerad- oder krummlinig begrenzte Figur als erzeugendes Element mit einem ihrer Punkte auf der Schraubenlinie so herum, daß ihre Ebene stets die Achse der Schraube in sich aufnimmt, so entsteht ein Schraubengang.

Ist das erzeugende Element ein Dreieck, so entsteht eine scharfgängige Schraube (Fig. 20); tritt an die Stelle des Dreiecks ein Rechteck (Quadrat), so entsteht eine flachgängige Schraube (Fig. 20a). Im ersteren Falle entsteht ein auf dem Mantel des Cylinders (Schraubenkern) liegendes Gewinde mit dreieckigem, im zweiten ein solches mit rechteckigem (quadratischem) Querschnitt; der Betrag, um den es den Schraubenkern überragt, heißt Gewindetiefe oder Gangtiefe. Je nachdem das Gewinde, von vorn gesehen, nach rechts oder nach links

aufsteigt, ist die Schraube **rechtsgängig** oder **linksgängig**. (In der Regel werden rechtsgängige Schrauben angewendet.)

Statt des Dreiecks und Vierecks können auch andere Figuren — Trapez, wellenförmiger Querschnitt — als erzeugende Elemente auf-

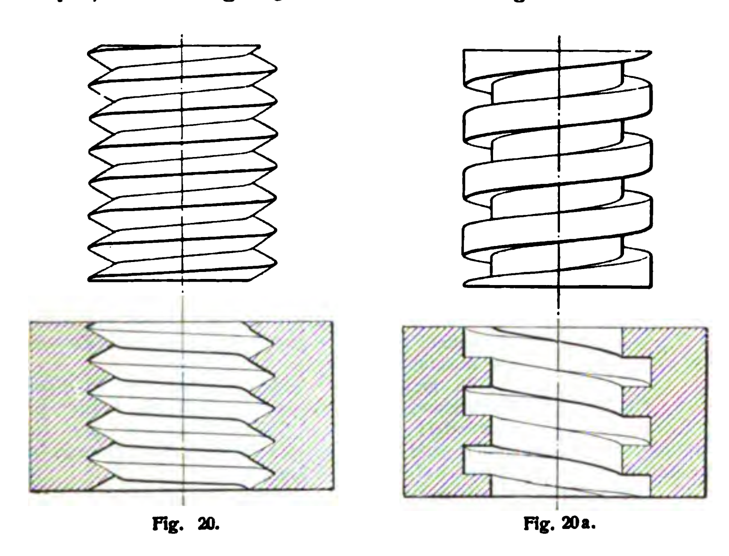


Fig. 20. Fig. 20a.

treten. Damit ergeben sich das **trapezförmige** und das **runde** Gewinde. Besteht das Gewinde einer Schraube aus **einem** gewundenen Körper, wie z. B. in Fig. 20a, so heißt die Schraube **eingängig**, besteht dasselbe aus **zwei** Körpern (entsprechend zwei parallelen Schraubenlinien, Fig. 20b), so wird die Schraube **zwei- oder doppelgängig** genannt; ebenso ergeben sich **drei-** und **mehrgängige** Schrauben.

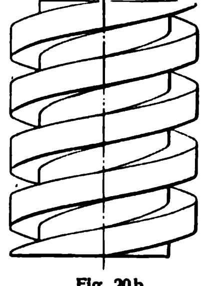


Fig. 20b.

Auf die Gänge wird die **Mutter** geschraubt, die entsprechendes Hohlgewinde hat (Fig. 20 und 20a) und äußerlich gewöhnlich ein sechsseitiges Prisma bildet. Die oberen und unteren Ecken der Mutter werden zumeist nach einem Kegel vom Basisdurchmesser s_0 (Schlüsselweite) und dem Basiswinkel 30° abgestumpft.

Schraube und Mutter dienen zur Verbindung von Maschinenteilen, außerdem zur Umwandlung einer drehenden Bewegung in eine fortschreitende und umgekehrt (bei Pressen, Hebevorrichtungen, Werkzeugmaschinen). Hiernach unterscheidet man **Befestigungs-** und **Bewegungsschrauben**.

α) Befestigungsschrauben.

Was die üblichen Gewindeprofile anbelangt, so werden die Befestigungsschrauben fast immer als scharfgängige ausgeführt. Die hier in Betracht kommenden Gewindearten sind die folgenden:

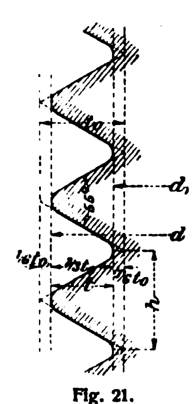


Fig. 21.

Whitworthsches Gewinde. Dem in Fig. 21 dargestellten Gewindeprofil liegt ein gleichschenkliges Dreieck mit dem Kantenwinkel von 55° zu Grunde. Die Höhe t_0 des Dreiecks ist $\frac{h}{2}$ ctg 27° 30′ = 0,96049 h. Die Spitzen sind außen und innen um je $\frac{1}{6}\,t_0$ abgerundet, so daß die Gangtiefe $t = \frac{2}{3}\,0{,}96049\,h = 0{,}64033\,h$ und der Kerndurchmesser $d_1 = d - 2\,t = d - 1{,}28065\,h = d\,(1 - 1{,}28065\,n)$ beträgt, wobei für d (äußerer Gewindedurchmesser) $= \frac{1}{4}$ bis 6 Zoll (engl.) der Zahlenwert n sich von $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{15}$ ändert.

Das Whitworthsche Gewinde (vergl. die nachstehenden Tabellen I und II) ist zurzeit in Europa am meisten verbreitet.

In manchen Werkstätten (besonders in Süddeutschland) wird es in abgeänderter Form angewendet, und zwar derart, daß ihm nur die Ganghöhen h entnommen sind, während die äufseren Durchmesser d in Abstufungen von 3 mm aufeinander folgen, also:

$$d = 12,\ 15,\ 18,\ 21,\ 24,\ 27,\ 30 \text{ mm u. s. w.}$$

Tabelle I. Whitworthsches Gewinde.

Äußerer Durchmesser des Gewindes d		Kern-Durchmesser d	Kern-Querschnitt $\frac{\pi d_1^2}{4}$	Anzahl der Gewindegänge auf einen engl. Z.	Anzahl der Gewindegänge auf die Länge d	Höhe der Mutter, abgerundet h_1	Höhe des Kopfes, abgerundet h_0	Schlüsselweite, abgerundet s_0	$Q = {}^1/_4\,\pi d_1^2 k_z$, wenn (in kg/qcm) $k_z = 480$	$k_z = 600$
engl. Z.	mm	mm	qcm			mm	mm	mm	kg	kg
1/4	6,35	4,72	0,175	20	5	6	4	13	85	105
5/16	7,94	6,13	0,295	18	5 5/8	8	6	16	140	175
3/8	9,52	7,49	0,441	16	6	10	7	19	210	265
7/16	11,11	8,79	0,607	14	6 1/8	11	8	21	290	365
1/2	12,70	9,99	0,784	12	6	13	9	23	375	470
5/8	15,87	12,92	1,311	11	6 7/8	16	11	27	630	785
3/4	19,05	15,80	1,961	10	7 1/2	19	13	33	940	1 175
7/8	22,22	18,61	2,720	9	7 7/8	22	15	36	1 305	1 630

Äußerer Durchmesser des Gewindes d		Kern- Durchmesser d_1	Kern- Querschnitt $\frac{\pi d_1^2}{4}$	Anzahl der Gewindegänge auf einen engl. Z.	Anzahl der Gewindegänge auf die Länge d	Höhe der Mutter, abgerundet, h_1	Höhe des Kopfes, abgerundet h_0	Schlüsselweite, abgerundet s_0	$Q = 1/4\, \pi d_1^2 k_z$, wenn (in kg/qcm) $k_z = 480$	$k_z = 600$
engl. Z.	mm	mm	qcm	Z.	d	mm	mm	mm	kg	kg
1	25,40	21,33	3,573	8	8	25	18	40	1 715	2 145
1 1/8	28,57	23,93	4,498	7	7 7/8	29	20	45	2 160	2 700
1 1/4	31,75	27,10	5,768	7	8 3/4	32	22	50	2 770	3 460
1 3/8	34,92	29,50	6,835	6	8 1/4	35	24	54	3 280	4 100
1 1/2	38,10	32,68	8,388	6	9	38	27	58	4 030	5 030
1 5/8	41,27	34,77	9,495	5	8 1/8	41	29	63	4 560	5 700
1 3/4	44,45	37,94	11,31	5	8 3/4	44	32	67	5 430	6 780
1 7/8	47,62	40,40	12,82	4 1/2	8 7/16	48	34	72	6 150	7 690
2	50,80	43,57	14,91	4 1/2	9	51	36	76	7 160	8 950
2 1/4	57,15	49,02	18,87	4	9	57	40	85	9 060	11 320
2 1/2	63,50	55,37	24,08	4	10	64	45	94	11 560	14 450
2 3/4	69,85	60,55	28,80	3 1/2	9 5/8	70	49	103	13 820	17 280
3	76,20	66,90	35,15	3 1/2	10 1/2	76	53	112	16 870	21 090
3 1/4	82,55	72,57	41,36	3 1/4	10 9/16	83	58	121	19 850	24 820
3 1/2	88,90	78,92	48,92	3 1/4	11 3/8	89	62	130	23 480	29 350
3 3/4	95,25	84,40	55,95	3	11 1/4	95	67	138	26 860	33 570
4	101,60	90,75	64,68	3	12	102	71	147	31 050	38 810
4 1/4	107,95	96,65	73,37	2 7/8	12 7/32	108	76	156	35 220	44 020
4 1/2	114,30	102,98	83,29	2 7/8	12 15/16	114	80	165	39 980	49 970
4 3/4	120,65	108,84	93,04	2 3/4	13 1/16	121	85	174	44 660	55 820
5	127,00	115,19	104,2	2 3/4	13 3/4	127	89	183	50 020	62 530
5 1/4	133,35	121,67	116,3	2 5/8	13 25/32	133	93	192	55 810	69 760
5 1/2	139,70	127,51	127,7	2 5/8	14 7/16	140	98	201	61 300	76 620
5 3/4	146,05	133,05	139,0	2 1/2	14 3/8	146	102	209	66 740	83 420
6	152,40	139,39	152,6	2 1/2	15	152	106	218	73 250	91 560

Tabelle II. **Whitworthsches Gewinde für Gasrohre.**

Lichter Rohrdurchmesser D		Äußerer Gewindedurchmesser d		Kerndurchmesser d_1		Anzahl der Gänge auf einen engl. Z.
engl. Z.	mm	engl. Z.	mm	engl. Z.	mm	
1/8	3,175	0,3825	9,7153	0,3367	8,5520	28
1/4	6,350	0,5180	13,1569	0,4506	11,4450	19
3/8	9,525	0,6563	16,6697	0,5889	14,9578	19
1/2	12,700	0,8257	20,9724	0,7342	18,6483	14
5/8	15,875	0,9022	22,9154	0,8107	20,5913	14
3/4	19,050	1,0410	26,4409	0,9495	24,1168	14
7/8	22,225	1,1890	30,2000	1,0975	27,8759	14
1	25,400	1,3090	33,2479	1,1925	30,2889	11
1 1/8	28,574	1,4920	37,8961	1,3755	34,9371	11
1 1/4	31,749	1,6500	41,9092	1,5335	38,9502	11
1 3/8	34,924	1,7450	44,3221	1,6285	41,3631	11
1 1/2	38,099	1,8825	47,8146	1,7660	44,8556	11
1 5/8	41,274	2,0210	51,3324	1,9045	48,3734	11
1 3/4	44,449	2,0470	51,9927	1,9305	49,0337	11
2	50,799	2,3470	59,6126	2,2305	56,6536	11
2 1/4	57,149	2,5875	65,7212	2,4710	62,7622	11
2 1/2	63,499	3,0013	76,2315	2,8848	73,2725	11
2 3/4	69,849	3,2470	82,4722	3,1305	79,5132	11
3	76,199	3,4850	88,5173	3,3685	85,5583	11

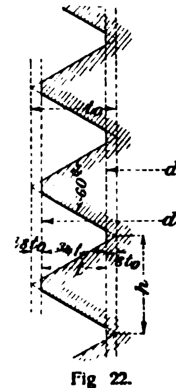


Fig 22.

Sellerssches Gewinde. Dasselbe gründet sich ebenfalls auf das englische Maßsystem und wird vorzugsweise in Amerika ausgeführt.

Der Gewindequerschnitt (Fig. 22) ist ein gleichseitiges Dreieck (Kantenwinkel also 60°) mit Abflachung der Spitzen außen und innen um je $\frac{1}{8}$ der Dreieckhöhe t_0. Es ist $t_0 = \frac{h}{2}$ ctg $30^0 =$ $0{,}86603\,h$; demnach die Gangtiefe $t = \frac{3}{4}\,t_0 =$ $0{,}64952\,h$ und der Kerndurchmesser $d_1 = d - 2\,t =$ $d - 1{,}29904\,h = d\,(1 - 1{,}29904\,n)$, wobei für $d = \frac{1}{8}$ bis 6 Zoll (engl.) der Zahlenwert n sich von $^1/_5$ bis $^8/_{27}$ ändert. Vergleiche hierzu die nachstehende Tabelle III.

Tabelle III. Sellerssches Gewinde.

Äußerer Gewindedurchmesser d	Ganghöhe h	Zahlenwert n	Äußerer Gewindedurchmesser d	Ganghöhe h	Zahlenwert n	Äußerer Gewindedurchmesser d	Ganghöhe h	Zahlenwert n
engl. Z.	engl. Z.	(s. v.)	engl. Z.	engl. Z.	(s. v.)	engl. Z.	engl. Z.	(s. v.)
1/8	0,0250	0,2000	1 1/8	0,1429	0,1270	3 1/4	0,2857	0,0879
3/16	0,0417	0,2222	1 1/4	0,1429	0,1143	3 1/2	0,3077	0,0879
1/4	0,0500	0,2000	1 3/8	0,1667	0,1212	3 3/4	0,3333	0,0889
5/16	0,0556	0,1778	1 1/2	0,1667	0,1111	4	0,3333	0,0833
3/8	0,0625	0,1667	1 5/8	0,1818	0,1119	4 1/4	0,3478	0,0818
7/16	0,0714	0,1633	1 3/4	0,2000	0,1143	4 1/2	0,3636	0,0808
1/2	0,0769	0,1538	1 7/8	0,2000	0,1067	4 3/4	0,3810	0,0802
9/16	0,0833	0,1481	2	0,2222	0,1111	5	0,4000	0,0800
5/8	0,0909	0,1455	2 1/4	0,2222	0,0988	5 1/4	0,4000	0,0762
3/4	0,1000	0,1333	2 1/2	0,2500	0,1000	5 1/2	0,4211	0,0766
7/8	0,1111	0,1270	2 3/4	0,2500	0,0909	5 3/4	0,4211	0,0732
1	0,1250	0,1250	3	0,2857	0,0952	6	0,4444	0,0741

Internationales metrisches Gewinde (S. I.-Gewinde). Seit der allgemeinen Einführung des metrischen Maßsystems auf dem europäischen Kontinente ist der Wunsch immer stärker geworden, auch das Schraubengewinde diesem Maßsystem anzupassen.

Auf einem am 3. und 4. Oktober 1898 in Zürich abgehaltenen Kongresse, zu welchem die bedeutendsten technischen Vereinigungen der Industriestaaten eingeladen waren, gelang es, ein einheitliches Gewindesystem aufzustellen. Es wurde das von der Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale in Paris bereits im Jahre 1894 in Frankreich eingeführte System mit einigen leichten Ergänzungen versehen, vom Kongresse einstimmig angenommen und der technischen Welt zum Gebrauche empfohlen.

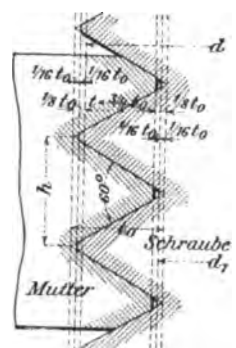


Fig. 23.

Die Schlüsselweiten wurden im Auftrage des Kongresses nachträglich durch Abgeordnete des Vereins deutscher Ingenieure, des Vereins schweizerischer Maschinenindustrieller und der Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale in einer Zusammenkunft in Zürich am 20. Oktober 1900 endgültig festgestellt.

Der Gewindequerschnitt (Fig. 23) ist ein gleichseitiges Dreieck, dessen parallel zur Schraubenachse stehende Grundlinie gleich der Ganghöhe h ist (Kantenwinkel 60^0 und $t_0 = 0{,}866\,h$). Die Spitzen des Ge-

windes sind um $\frac{1}{8}\,t_0$ abgeflacht. Die Ausrundung des Schraubengewindes im Kern (s. Fig. 23) und des Muttergewindes außen wurde von deutscher Seite vorgeschlagen. Der durch diese Ausrundung bestimmte Spielraum soll nach den Vereinbarungen nicht mehr als $\frac{1}{16}\,t_0$ betragen, seine Form jedem überlassen bleiben, jedoch wird empfohlen, ihm die Gestalt einer Ausrundung zu geben.

In der folgenden Zusammenstellung, Tabelle IV, ist die Gangtiefe t mit Rücksicht auf einen Spielraum im Betrage von $\frac{1}{16}\,t_0$ gewählt, d. h. $t = 0{,}866\,h\left(\frac{3}{4} + \frac{1}{16}\right) = 0{,}7036\,h$. Demgemäß beträgt der Kerndurchmesser $d_1 = d - 2 \cdot 0{,}7036\,h$. In der Ausrundung, welche das Gewinde im Grunde erhält, dürfte ein wesentlicher Vorzug des Gewindes vor dem Sellersschen zu erblicken sein.

Tabelle IV. **Internationales metrisches Gewinde.**
(S. I.-Gewinde.)

Äußerer Durchmesser des Gewindes d	Kerndurchmesser d_1	Ganghöhe h	Gangtiefe t	Schlüsselweite s_0	Äußerer Durchmesser des Gewindes d	Kerndurchmesser d_1	Ganghöhe h	Gangtiefe t	Schlüsselweite s_0
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
6	4,593	1,0	0,7036	12	30	25,075	3,5	2,4628	46
7	5,593			13	33	28,075			50
8	6,241	1,25	0,8795	15	36	30,371	4,0	2,8146	54
9	7,241			16	39	33,371			58
10	7,889	1,5	1,0555	18	42	35,667	4,5	3,1664	63
11	8,889			19	45	38,667			67
12	9,537	1,75	1,2314	21	48	40,964	5,0	3,5182	71
14	11,185	2,0	1,4073	23	52	44,964			77
16	13,185			26	56	48,260	5,5	3,8701	82
18	14,482	2,5	1,7591	29	60	52,260			88
20	16,482			32	64	55,556	6,0	4,2219	94
22	18,482			35	68	59,556			100
24	19,778	3,0	2,1109	38	72	62,853	6,5	4,5737	105
27	22,778			42	76	66,853			110
					80	70,149	7,0	4,9255	116

β) Bewegungsschrauben.

Für diese Schrauben finden das flachgängige und das runde Gewinde Verwendung; zuweilen werden auch die Kanten des flachen Gewindes abgerundet, wie z. B. bei den Kupplungsspindeln der Eisenbahnwagen.

Wenn der Druck nur in einer Richtung auf die Schraube wirkt, wie z. B. bei Stell- oder Preßschrauben, wird ein trapezförmiges Gewinde benutzt.

Flachgängiges Gewinde (Fig. 24). Nach Berechnung des Kerndurchmessers d_1 der Schraube (Näheres s. nachstehend) wählt man die Ganghöhe $h \gtreqless \frac{d_1}{4}$ und die Gangtiefe $t \gtreqless \frac{h}{2}$. Erfolgt die Herstellung der Schraube auf der Drehbank, so ist die Ganghöhe h von der Ganghöhe der Leitspindel derselben und der Übersetzung von dieser nach der Bankspindel hin abhängig. Letzteres gilt auch für die Schrauben mit rundem und trapezförmigem Gewinde.

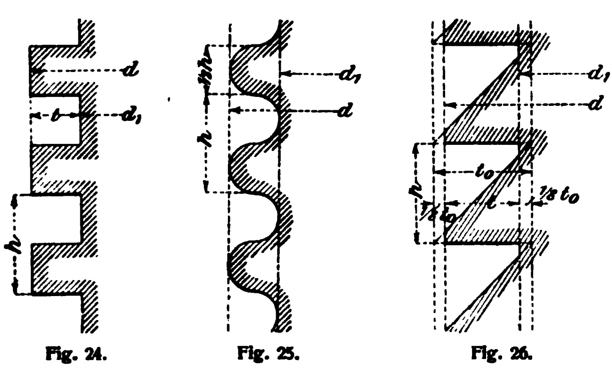


Fig. 24. Fig. 25. Fig. 26.

Rundes Gewinde (Fig. 25). Man wählt das dem berechneten Kerndurchmesser zunächst liegende d_1 eines der scharfgängigen Gewinde und das diesem entsprechende h und t. Den Durchmesser der inneren und äußeren Halbkreise macht man gleich $\frac{h}{2}$.

Trapezförmiges Gewinde (Fig. 26). Man macht die Ganghöhe $h = t_0$ und die Gangtiefe $t = \frac{3}{4} h$, so daß die beiden parallelen Seiten des Trapezes (in der Richtung der Schraubenachse) je gleich $\frac{h}{8}$ werden.

2. Berechnung der Schrauben.

Es bezeichne:

Q die in der Richtung der Schraubenachse wirkende Belastung in kg,
k_z die zulässige Zugspannung des Schraubenmaterials in kg/qcm,
d_1 den Kerndurchmesser der Schraube in cm,
d den äußeren Gewindedurchmesser in cm.

a) Für Schrauben, deren Kern nur auf Zug oder Druck beansprucht wird — es sind dies Schrauben, die ohne ihre Last angezogen werden —, gilt

$$Q = \frac{\pi}{4} d_1^2 k_z.$$

Bei sorgfältiger Herstellung der Schrauben kann unter Voraussetzung der Belastungsweise II (S. 53) für gewöhnliches Schweißeisen gesetzt werden

$$k_z = 600 \text{ kg/qcm}.$$

Für minder sorgfältig hergestellte derartige Schrauben nehme man bei derselben Belastungsweise nur

$$k_z = 480 \text{ kg/qcm}.$$

Bei vorzüglicher Beschaffenheit des verwendeten Eisens, oder im Falle Stahl gewählt wird, kann die zulässige Anstrengung nach Maſsgabe der erwähnten Zusammenstellung und der Bemerkungen auf S. 53 entsprechend vergrößert werden.

Werte von Q für die Whitworthschen Kerndurchmesser d_1 (bei Annahme der Zugspannungen $k_z = 600$ kg/qcm bezw. $k_z = 480$ kg/qcm) ergibt die Tabelle I (S. 74 und 75); umgekehrt erhält man für diese Spannungen k_z den erforderlichen Kerndurchmesser aus

$$d_1 = 0{,}046 \sqrt{Q} \text{ bezw. } d_1 = 0{,}052 \sqrt{Q}.$$

Die Höhe h_1 der Mutter ergibt sich unter Berücksichtigung der im Gewinde auftretenden Biegungs- und Schubspannungen zu

$h_1 = d$, wenn Mutter und Schraube aus gleichem Material,
$h_1 = 1{,}5\,d$, wenn die Mutter aus Bronze und die Schraube aus Schweißeisen,
$h_1 \gtreqless 1{,}5\,d$, wenn die Mutter aus Gußeisen und die Schraube aus Schweißeisen ist.

Wegen der Unzuverlässigkeit des Materials ist guſseisernes Gewinde nach Möglichkeit zu vermeiden.

Für die Höhe des Kopfes genügt $h_0 = 0{,}7\,d$. Die Schlüsselweite s_0 ist aus den vorstehenden Tabellen I und IV zu ersehen.

β) Schrauben, deren Kern außer auf Zug oder Druck noch auf Drehung beansprucht wird — es sind dies Schrauben, die mit der Last angezogen werden —, sind in ähnlicher Weise zu berechnen.

Bei diesen Schrauben ist noch darauf zu achten, daß die Pressung k in den Berührungsflächen der Gewinde von Schraube und Mutter eine gewisse Größe nicht überschreitet, derart, daß bei z tragenden Gängen

$$Q \gtreqless \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)\,k\,z.$$

Es soll k bei Befestigungs- und Stellschrauben,
wenn Schweiß- oder Flußeisen auf dem gleichen Material oder auf Bronze gleitet, höchstens . . . . 150 kg/qcm,
wenn Flußstahl auf Flußstahl oder auf Bronze gleitet, höchstens . . . . 200 kg/qcm
betragen.

Bei Bewegungsschrauben für Pressen u. dergl. ist für k höchstens die Hälfte vorstehender Werte zu nehmen. Die erhöhte Beanspruchung dieser Schrauben infolge des durch die Reibung in den Gewindegängen hervorgerufenen Drehmomentes berücksichtigt man dadurch, daſs die zulässige Belastung derselben zu nur drei Vierteln der unter α) erlaubten genommen wird. Demzufolge ist zu setzen

$$k_z = \frac{3}{4}\,600 = 450 \text{ kg/qcm bezw. } k_z = \frac{3}{4}\,480 = 360 \text{ kg/qcm},$$

so daß sich ergibt

$$d_1 = 0{,}053 \sqrt{Q} \text{ bezw. } d_1 = 0{,}060 \sqrt{Q} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 4$$

Die meisten Befestigungsschrauben (wie Fundamentanker, Flanschenschrauben u. s. w.) erleiden dadurch, daß sie bereits von vornherein kräftig angezogen und während des Betriebes auch nachgezogen werden müssen, eine zusätzliche Beanspruchung. Derselben kann in der Regel genügend dadurch Rechnung getragen werden, dafs man die zulässige Beanspruchung für die gebräuchlichen scharfgängigen Schrauben ($d \geq 1{,}6$ cm) zu etwa nur drei Vierteln der in Gl. 4 enthaltenen bezüglichen Werte annimmt, d. h. man setzt

$$k_z = 354 \text{ kg/qcm bezw. } k_z = 260 \text{ kg/qcm},$$

so daß sich ergibt

$$d_1 = 0{,}060 \sqrt{Q} \text{ bezw. } d_1 = 0{,}070 \sqrt{Q}.$$

Für schwächere Schrauben reicht das nicht aus. Man vermeidet deshalb im Maschinenbau nach Möglichkeit die Verwendung von Schrauben unter 1,6 cm Stärke (5/8″ engl.).

Um der vorhandenen Drehungsbeanspruchung bei flachgängigen Schrauben schon von vornherein Rechnung zu tragen, empfiehlt es sich, nach *a*) den Kern mit $^1/_2\, k_z$ bis $^3/_4\, k_z$ auf Zug zu berechnen. Dann wird für den abgerundeten Wert d_1 das Gewinde u. s. w. bestimmt und nun die Festigkeitsberechnung auf Zug und Drehung nochmals durchgeführt und d_1 nötigenfalls berichtigt.

In den meisten Fällen tritt zu dem beanspruchenden Drehmomente

$$M_d = Pr = Q r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = Q r \frac{h + 2 r \pi \mu}{2 r \pi - h \mu} \quad \text{(Gl. 5 und 6, S. 82)}$$

noch ein zweites, herrührend von den Reibungswiderständen in der Stützfläche der Schraube, welches bei der zweiten Rechnung berücksichtigt werden mufs.

Erfährt die Schraube Druckbeanspruchung, so ist in gleicher Weise vorzugehen; hierbei ist noch zu untersuchen, ob Knickung möglich ist.

3. Kraft- und Arbeitsverhältnisse der Schrauben.

Die Drehung einer mit Q kg belasteten Mutter auf einer flachgängigen Schraube kann aufgefaßt werden als die Bewegung einer

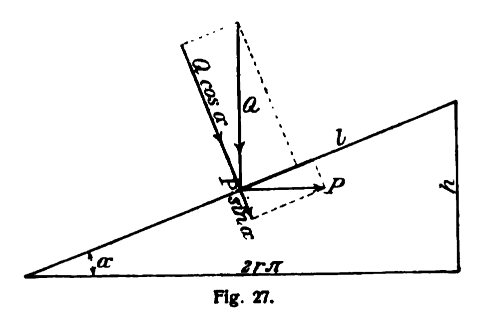


Fig. 27.

Last Q auf einer schiefen Ebene, deren Steigungswinkel gleich dem Steigungswinkel α der Schraube ist (Fig. 27).

Bezeichnet mit Bezugnahme auf Fig. 27

P_0 die ideelle Antriebskraft,

P die wirkliche Antriebskraft unter Berücksichtigung der Reibung zwischen Mutter und Schraube in den Gewindegängen,

r den Halbmesser der mittleren Schraubenlinie,

$\mu = \operatorname{tg} \rho$ den Reibungskoeffizienten des Materials,

h die Ganghöhe der Schraube,

so gilt für das Heben der Last Q

$$P_0 2 r \pi = Q h,$$

und da

$$h = 2 r \pi \operatorname{tg} \alpha,$$

$$P_0 = Q \operatorname{tg} \alpha.$$

Bezeichnet l die abgewickelte mittlere Schraubenlinie, so ist mit Berücksichtigung der Reibung in den Gewindegängen

$$P 2 r \pi = Q h + \mu Q \cos \alpha \, l + \mu P \sin \alpha \, l$$

und mit

$$l = \frac{2 r \pi}{\cos \alpha}$$

$$P 2 r \pi = Q h + \mu Q 2 r \pi + \mu P 2 r \pi \operatorname{tg} \alpha.$$

Da

$$h = 2 r \pi \operatorname{tg} \alpha,$$

folgt

$$P = Q \operatorname{tg} \alpha + \mu Q + \mu P \operatorname{tg} \alpha,$$

demnach

$$P(1 - \mu \operatorname{tg} \alpha) = Q (\mu + \operatorname{tg} \alpha)$$

und

$$P = Q \frac{\mu + \operatorname{tg} \alpha}{1 - \mu \operatorname{tg} \alpha} = Q \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \rho}{1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \rho} = Q \operatorname{tg} (\alpha + \rho) \quad . \; . \; . \quad 5$$

Da ferner

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2 r \pi},$$

kann auch gesetzt werden

$$P = Q \frac{h + 2 r \pi \mu}{2 r \pi - h \mu} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 6$$

Der Wirkungsgrad der Schraube ist

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \rho)}.$$

Für das Senken der Last gilt

$$P' = Q \operatorname{tg} (\alpha - \rho)$$

und

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg} (\alpha - \rho)}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Selbsthemmung tritt ein, wenn $\alpha \leqq \rho$ bezw. $\operatorname{tg} \alpha \lesseqgtr \mu$.

Für die scharfgängige Schraube erhält man die Antriebskraft P, wenn in Gl. 6 für μ gesetzt wird $\frac{\mu}{\cos \beta}$ (β ist der halbe Kantenwinkel des Gewindes); demnach

$$P = Q \frac{h \cos \beta + 2 r \pi \mu}{2 r \pi \cos \beta - h \mu}.$$

Bei dem Whitworthschen Gewinde ist $\beta = \frac{55^0}{2}$, womit

$$\frac{\mu}{\cos \beta} = 1{,}12 \, \mu.$$

Die Reibung fällt bei den scharfgängigen Schrauben etwas größer aus als bei den flachgängigen, — ein Umstand, der die ersteren für Befestigungszwecke besonders geeignet macht.

Mehrgängige Schrauben haben des größeren Wertes von α wegen einen höheren Wirkungsgrad als eingängige.

Beispiel. Die flußstählerne flachgängige Spindel einer Schraubenpresse hat einen Kerndurchmesser $d_1 = 9$ cm, einen äußeren Durchmesser $d = 11$ cm, also eine Gangtiefe $t = 1$ cm bei 3" engl. (~ 7,62 cm) Ganghöhe des dreigängigen Gewindes. Wie groß ist die Beanspruchung bei einer Druckkraft $Q = 40000$ kg, wenn die Konstruktion derart ist, daß Knickung nicht in Frage kommt, und daß das die Schraube auf Drehung beanspruchende Moment durch die vorstehende Gl. 6 bestimmt wird?

Es ist für den mittleren Schraubenhalbmesser $r = \frac{1}{4}(11 + 9) = 5$ cm und den Reibungskoeffizienten $\mu = 0,1$

$$M_d = 40000 \cdot 5 \frac{7,62 + 2\pi 5 \cdot 0,1}{2\pi 5 - 7,62 \cdot 0,1} = 70200 \text{ cmkg}.$$

Die im Kernquerschnitt durch dieses Moment hervorgerufene Drehungsbeanspruchung τ_{max} ist

$$\tau_{max} = \frac{70200}{1/_{16}\,\pi\, 9^3} \sim 480 \text{ kg/qcm},$$

die Druckspannung

$$\sigma = \frac{40000}{1/_4\,\pi\, 9^2} = 630 \text{ kg/qcm}$$

und somit nach S. 61 (für $\alpha_0 = 1$) die größte im Querschnitte der Spindel auftretende Hauptspannung

$$\sigma_{max} = 0,35 \cdot 630 + 0,65 \sqrt{630^2 + 4 \cdot 480^2} = 967 \text{ kg/qcm},$$

also noch etwas unterhalb der zulässigen Normalspannung $k = 1000$ kg/qcm (Belastungsweise II, S. 53). Bei Verwendung von guter Bronze als Material der Mutter muß (nach S. 80) der Druck in der Berührungsfläche $k \gtreqless \frac{1}{2}$ 200 kg/qcm sein. Wählt man $k = 95$ kg/qcm, so erhält man die Anzahl der vollständig tragenden Gewindegänge aus

$$40000 = \frac{\pi}{4}(11^2 - 9^2)\, 95\, z$$

zu $z \sim 14$, so daß eine Mutterhöhe

$$h_1 = 14\,(3:3) = 14'' \text{ engl.} = 35,5 \text{ cm}$$

genügt.

B. Nicht lösbare Verbindungen. Nieten.

a) Allgemeines.

Zur Vernietung plattenförmiger Körper dienen aus vorzüglichem zähem Schweiß- oder Flußeisen gefertigte cylindrische Bolzen b (Fig. 28) — die Niete — mit Setzkopf d_1 und dem nachträglich angestauchten Schließkopf d_2.

Man unterscheidet: ein-, zwei- und mehrschnittige Nietverbindungen, je nachdem die Nieten in einem Querschnitte, in zwei oder in mehreren Querschnitten abgeschert werden würden, wenn die Trennung der Verbindung durch Abscheren erfolgte.

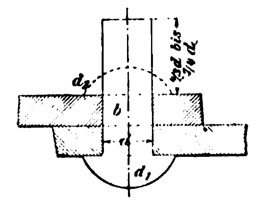


Fig. 28.

Je nachdem die Niete einer Naht in einer Reihe, in zwei oder in mehreren Reihen angeordnet sind, unterscheidet man ein-, zwei- und mehrreihige Nietverbindungen.

Nietungen, bei denen die Niete der einen Reihe gegen die Niete der anderen Reihe versetzt sind, werden als Zickzacknietungen bezeichnet, während die mit unversetzten Reihen Parallel- oder Kettennietungen heißen.

Bei den Überlappungsnietungen sind die zu verbindenden Blechränder übereinander gelegt (Niete also stets einschnittig), im Gegensatze zu den Laschennietungen, bei denen die Bleche stumpf zusammenstoßen und auf einer Seite oder (besser) auf beiden Seiten (Niete also zweischnittig) durch aufgelegte Platten (Laschen) verbunden sind.

Nach den Anforderungen, die an Nietverbindungen zu stellen sind, unterscheidet man:

a) Vernietungen, die bedeutende Kräfte zu übertragen und gleichzeitig einen dichten Abschluß herzustellen haben, die also fest und dicht sein müssen (für Dampfkessel u. s. w.);

b) Vernietungen, die einen verhältnismäßig geringen Widerstand zu leisten, dagegen dicht zu halten haben (für Flüssigkeits- und Gasbehälter, eiserne Schornsteine u. s. w.);

c) Vernietungen, die nur Kräfte zu übertragen haben, also nur fest zu sein brauchen (für Eisenkonstruktionen).

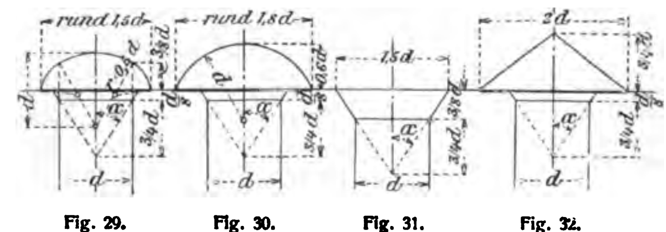


Fig. 29. Fig. 30. Fig. 31. Fig. 32.

Das Dichthalten einer Nietnaht wird bei Platten von etwa 0,5 cm Stärke aufwärts durch Verstemmen derselben mittelst des Stemmeisens erzielt. Zur vollständigen Abdichtung gehört noch das Verstemmen der Nietköpfe am Umfange.

Platten unter 0,5 cm Stärke werden unter Zuhilfenahme von Leinwand- oder Papierstreifen, die mit Mennige getränkt sind, abgedichtet.

Die Form der Nietköpfe ergibt sich aus Fig. 29—32. Fig. 29 und 30 zeigen durch den sogenannten Schellhammer vollendete Köpfe für feste bezw. für feste und dichte Verbindungen. Fig. 31 und 32 stellen ohne Benutzung des Schellhammers erzeugte Nietköpfe mit versenktem bezw. erhabenem Kopf dar. Den sämtlichen Köpfen liegt der gleiche Versenkungswinkel α zu Grunde; es ist $\operatorname{ctg} \alpha = 1{,}2$.

Zur Bildung des erhabenen Schließkopfes ist eine Schaftlänge von $\frac{4}{8} d$ bis $\frac{7}{4} d$ erforderlich (Fig. 28, S. 83).

Die üblichen Nietstärken liegen zwischen 0,8 und 2,6 cm (Handnietung), bei Schiffskesseln bis 3,6 cm (Maschinennietung).

Die Herstellung der Löcher für die Vernietung geschieht entweder durch Lochen (Stanzen) oder durch Bohren. Flußeisen soll nur gebohrt werden.

b) Berechnung der Vernietungen.

Der heiß eingezogene Niet zieht sich beim Erkalten zusammen; hierdurch werden die Platten aufeinander geprefst und Längsspannungen im Nietschafte hervorgerufen. Mit der Zusammenziehung in Richtung der Nietachse ist gleichzeitig auch eine solche senkrecht dazu verknüpft. Hieraus folgt, daß der Nietschaft selbst dann, wenn er im ursprünglichen (heißen) Zustande sich an die Lochwand angelegt hatte, diese nach seinem Erkalten nicht mehr berühren kann. Solange demnach kein Gleiten der durch die Nieten verbundenen Platten gegeneinander stattgefunden hat, wird der Nietschaft nicht durch Kräfte beansprucht sein können, die von der Lochwand senkrecht zu seiner Achse geäußert werden müßten. Einem etwaigen Gleiten der zusammengepreßten Platten widersteht aber die Reibung. Die Größe R dieses Gleitungswiderstandes kann nach C. v. Bach bei in guten Werkstätten sachgemäß ausgeführten Nietungen von mittleren Abmessungen für jedes Paar Berührungsflächen $R = 1000$ bis 1500 kg/qcm Nietquerschnitt angenommen werden.

Bei der bisher üblichen Berechnung der Nietverbindungen wird R vernachlässigt und (den tatsächlichen Verhältnissen nicht entsprechend) nur die Schubfestigkeit des Nietquerschnittes in Rechnung genommen. Die vernieteten Platten werden als lediglich durch Zug oder Druck beansprucht angesehen; die Biegungsbeanspruchung des Nietschaftes und der Platten bleibt unberücksichtigt.

Fig. 33.

Als Beispiel für den Gang dieser Berechnung diene die einschnittige einreihige Vernietung (Fig. 33). Man denkt sich nach dem Vorgange von Schwedler zu jedem Niet vom Durchmesser d einen diesen seilartig umschließenden Blechstreifen von der Breite $\frac{1}{2} b$ und der Stärke s und nimmt an, daß der Nietschaft, die durchschnittliche Schubspannung k_s erfahrend, die Kraft $\frac{\pi}{4} d^2 k_s$ durch die Lochleibung hindurch auf die beiden Enden des ihn umschlingenden Bandes übertrage und dabei in diesem die Zugspannung k_z hervorrufe, derart, daß

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_s = 2 \frac{b}{2} s k_z.$$

Wird angenommen, daß $k_s = k_z$, und daß s sich durch Abrosten um etwa 20 % vermindern kann, so ergibt sich

$$b = \frac{5}{4} \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{s}.$$

Ist hiermit die Breite bestimmt, so folgt die Nietteilung aus

$$t = b + d.$$

Diese Rechnung, welche, da sie den Gleitungswiderstand vernachlässigt, hinsichtlich der Inanspruchnahme des Materials der vernieteten Platten als besonders sicher erscheint, ist es jedoch für die Überlappungsnietung (Fig. 34) durchaus nicht.

Berücksichtigt man die hier noch auftretende Biegungsbeanspruchung, welche die vernieteten Platten dadurch erfahren, daß die beiden Kräfte S S um s voneinander abstehen, also ein biegendes Momennt $S\,s$ liefern, so ergibt sich die Gesamtbeanspruchung des Blechstreifens erheblich höher. Nur dadurch, daß der in der gemeinschaftlichen Berührungsfläche wirkende Gleitungswiderstand die übertragende Kraft bildet, bleibt bei diesen Nietverbindungen, wie auch bei denen mit einseitiger Überlaschung, die Biegungsbeanspruchung und damit die Gesamtbeanspruchung innerhalb dessen, was nach allen unseren Erfahrungen als höchstens zulässig betrachtet werden kann.

Für die Entfernung e des Lochmittels vom Blechrand, Fig. 34, ergibt sich, gleiche Festigkeit des Nietquerschnittes und des in Betracht kommenden Blechquerschnittes vorausgesetzt

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_s = 2\left(e - \frac{d}{2}\right) s k'_s,$$

woraus mit k'_s (Blech) $= 0{,}8\, k_s$ (Nietmaterial)

$$e = d\left(0{,}5 + \frac{\pi}{6{,}4}\frac{d}{s}\right).$$

Tatsächlich findet aber selbst dann, wenn die Nietverbindung einer zum Bruche führenden Belastung ausgesetzt wird und dieser an der in Frage stehenden Stelle eintritt, nicht ein Ausscheren, sondern ein von der Biegungsbeanspruchung des Materials herrührendes Aufreißen statt.

Das Verhältnis des gelochten zu demjenigen des ungelochten (vollen) Blechquerschnittes

$$\varphi = \frac{b\,s}{(b+d)s} = \frac{b}{b+d}$$

gilt als Maß der Ausnutzung der Blechfestigkeit.

Welchen Einfluß das Verstemmen einer Nietverbindung auf die Größe des Gleitungswiderstandes hat, darüber geben nachstehende Ergebnisse von Versuchen Aufschluß, die C. v. Bach mit einschnittigen einreihigen Nietverbindungen ($s = 1{,}2$ cm, $d = 1{,}95$ cm und 2,05 cm Weite der gebohrten Löcher) anstellte.

Es ergab sich für den Gleitungswiderstand R auf 1 qcm Nietquerschnitt im Mittel etwa:

$R =$ 800 kg, wenn Bleche und Nietköpfe unverstemmt,

$R =$ 1240 kg, wenn Bleche auf beiden Seiten verstemmt, Nietköpfe unverstemmt,

$R =$ 1330 kg, wenn Bleche und Nietköpfe nur auf einer Seite verstemmt,

$R =$ 1570 kg, wenn Bleche auf beiden Seiten, Nietköpfe nur auf der einen Seite verstemmt,

$R =$ 1620 kg, wenn Bleche und Nietköpfe auf beiden Seiten verstemmt sind.

Das in den meisten Kesselschmieden übliche Verfahren, die Verstemmung auf beiden Seiten sorgfältig vorzunehmen, findet durch diese Versuchsergebnisse eine gute Begründung.

1. Dampfkesselnietungen.

Diese Nietungen müssen fest und dicht sein. Die endgültige Abdichtung erfolgt, da die Blechstärken zumeist über 0,7 cm gewählt werden, durch Verstemmen.

Man nimmt bei den gewöhnlichen Überlappungsnietungen die Größe d des Nietdurchmessers

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}4, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 7$$

worin s die Blechstärke in cm bedeutet;

für $s =$	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2 cm,
wird $d =$	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	2,9	3,0	3,2	3,3	3,5	3,6 cm.

α) Einschnittige einreihige Vernietung (Fig. 34).

Mit Rücksicht auf das ordentliche Verstemmen des zwischen zwei Nieten gelegenen Bleches, ferner mit Rücksicht auf die Bildung des Schließkopfes und auf die Herstellung der Löcher wählt man die Nietteilung

$$t = 2\,d + 0{,}8 \text{ cm}.$$

Die Entfernung e der Lochmitte vom Blechrande sei

$$e = 1{,}5\,d \quad \ldots\ldots \quad 8$$

Diese Angaben gelten auch für einseitig gelaschte Nietverbindungen.

Die zulässige Belastung der Niete im Betriebe soll, sofern keine höhere Zugfestigkeit des Nietmaterials als 3800 kg/qcm nachgewiesen wird, höchstens 700 kg/qcm Nietquerschnitt betragen, so daß die im vollen Blech — unter Voraussetzung gleichmäßiger Verteilung — eintretende Spannung höchstens besträgt

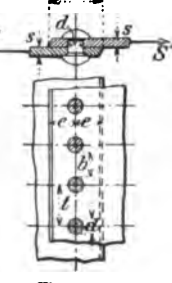


Fig. 34.

$$\sigma_v = \frac{\frac{\pi}{4}\,d^2\,700}{s\,t}.$$

Dabei darf jedoch an keiner Stelle die Beanspruchung des Bleches die für dasselbe zulässige Grenze überschreiten.

Nach den „Hamburger Normen 1905“ kann die zulässige Beanspruchung des Bleches, welche bei dem größten Betriebsdruck eintritt, bei überlappten oder einseitig gelaschten, handgenieteten Nähten $\frac{1}{4{,}75}$, bei überlappten oder einseitig gelaschten, maschinengenieteten Nähten $\frac{1}{4{,}5}$, bei doppelgelaschten, handgenieteten Nähten $\frac{1}{4{,}25}$, bei doppelgelaschten, maschinengenieteten Nähten $\frac{1}{4}$ der Zugfestigkeit K_z des Materials, oder aber der Sicherheitsgrad gegen das Zerreißen zu bezw. $x = 4{,}75$, 4,5, 4,25, 4 angenommen werden [1]).

[1]) Die Werte $x = 4{,}25$ und $x = 4$ können auch dann in die Rechnung eingeführt werden, wenn bei drei- und mehrreihigen Doppellaschennietungen die eine Lasche eine Nietreihe weniger besitzt als die anderen.

β) Einschnittige zweireihige Vernietung (Fig. 35 und 36).

Man wählt den Nietdurchmesser d und den Randabstand e nach Gl. 7 bezw. 8; für die Zickzacknietung (Fig. 35) ist die Nietteilung

$$t = 2{,}6\,d + 1{,}5 \text{ cm}$$

und die Entfernung

$$e_1 = 0{,}6\,t$$

zu nehmen.

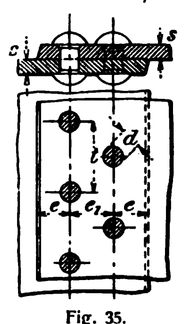


Fig. 35.

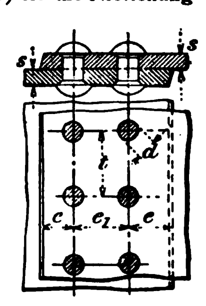


Fig. 36.

Für die sogenannte Kettennietung (Fig. 36) kann der besseren Abdichtung wegen die Nietteilung

$$t = 2{,}6\,d + 1{,}0 \text{ cm}$$

und die Entfernung

$$e_1 = 0{,}8\,t$$

gesetzt werden.

In beiden Fällen soll die zulässige Belastung der Niete im Betriebe 650 kg/qcm Nietquerschnitt nicht überschreiten, so daß

$$\sigma_r \leqq \frac{\frac{\pi}{4}\,d^2\,650}{\frac{1}{2}\,s\,t}.$$

γ) Einschnittige dreireihige Vernietung (Fig. 37).

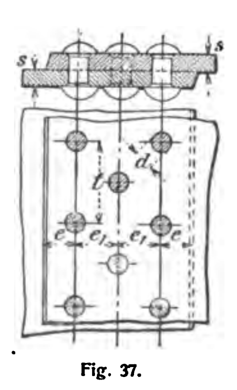


Fig. 37.

Die Nietstärke d, sowie der Randabstand e können nach Gl. 7 bezw. Gl. 8, die Nietteilung nach

$$t = 3\,d + 2{,}2 \text{ cm},$$

und die Entfernung

$$e_1 = 0{,}5\,t$$

genommen werden.

Die zulässige Belastung der Niete soll höchstens 600 kg/qcm Nietquerschnitt betragen, so daß

$$\sigma_v \overline{\overline{<}} \frac{\frac{\pi}{4}\,d^2\,600}{\frac{1}{3}\,s\,t}.$$

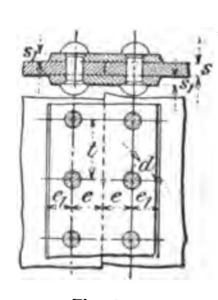


Fig. 38.

δ) Zweischnittige einreihige Vernietung (Fig. 38).

Die Laschenstärke nimmt man mit Rücksicht auf Verstemmen und Abrosten

$$s_1 = {}^5/_8\,s \text{ bis } {}^2/_3\,s.$$

Man macht auch wohl — der verschiedenen Abnutzung wegen — die Lasche im Kesselinnern etwas stärker als die Außenlasche.

Die Laschen sollen aus Blechen von mindestens derselben Güte wie diejenigen der zu verbindenden Bleche derart hergestellt werden, daß ihre Walzrichtung mit derjenigen der Mantelbleche übereinstimmt. Der Nietdurchmesser kann gewählt werden

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}5 \text{ cm},$$

und die Nietteilung

$$t = 2{,}6\,d + 1{,}0 \text{ cm}.$$

Die Entfernung von Lochmitte bis Blechrand wird genommen

$$e = 1{,}5\,d,$$

diejenige von Lochmitte bis Laschenrand, mit Rücksicht auf das Verstemmen,

$$e_1 = 0{,}9\,e.$$

Da der Gleitungswiderstand hier in zwei Paar Flächen, also doppelt auftritt, kann die zulässige Belastung der Niete im Betriebe bis zu 1200 kg/qcm Nietquerschnitt genommen werden, so daß

$$\sigma_r \gtreqless \frac{\frac{\pi}{4}\,d^2\,1200}{s\,t}.$$

Die zulässige Beanspruchung des Bleches kann nach den „Hamburger Normen 1905" zu $\frac{1}{4{,}25}$ bezw. $\frac{1}{4}$ (s. S. 87) der Zugfestigkeit K_z des Materials angenommen werden. Einmal ist das Blech in der Lochlinie durch die Laschen gegen Rosten geschützt, und zweitens entfällt die Biegungsbeanspruchung des Bleches, die bei der Überlappung unvermeidlich ist. Hierin liegt ein wesentlicher Vorzug der zweiseitigen Laschennietung gegenüber der Überlappungsnietung.

ε) Zweischnittige zweireihige Vernietung (Fig. 39).

Es kann gewählt werden

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}6 \text{ cm},$$
$$t = 3{,}5\,d + 1{,}5 \text{ cm},$$
$$e_1 = 0{,}5\,t.$$

Hinsichtlich der Größen s_1 und e gilt das unter δ) Bemerkte.

Die zulässige Belastung der Niete im Betriebe wählt man bis 1150 kg/qcm Nietquerschnitt, so daß

$$\sigma_s \gtreqless \frac{\frac{\pi}{4}\,d^2\,1150}{\frac{1}{2}\,s\,t}.$$

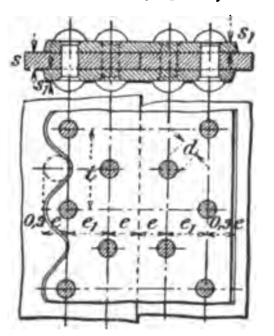


Fig. 39.

Die wellenförmige Begrenzungslinie der Laschen — in Fig. 39 nur links gezeichnet — bezweckt, die Überlappung an jeder Stelle so weit zu vermindern, dafs das Verstemmen zu einer dichten Verbindung führt.

Bei genügender Stärke der Laschen kann die gerade Begrenzung beibehalten werden.

ζ) Zweischnittige dreireihige Vernietung (Fig. 40).

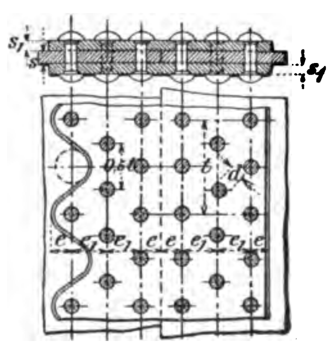


Fig. 40.

Es kann gewählt werden:

$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}7$ cm;

$t = 6\,d + 2{,}0$ cm;

$e = 1{,}5\,d$; $e_1 = {}^3/_8\,t$; Laschenstärke $s_1 = 0{,}8\,s$.

Die zulässige Belastung der Niete im Betriebe wählt man bis 1100 kg/qcm Nietquerschnitt, so daß

$$\sigma_v \gtreqless \frac{\frac{\pi}{4} d^2\, 1100}{n\, s\, t},$$

worin n für die linke Seite der Fig. 40 $n = {}^1/_5$, für die rechte $n = {}^1/_8$.

Die Nietlöcher von Blechen über 2,7 cm Stärke müssen gebohrt werden. Werden die Nietlöcher schwächerer Bleche gelocht, so ist zu dem auf S. 87 angegebenen Sicherheitsgrad x ein Zuschlag von 0,15 erforderlich; bei gelochten und mindestens um ein Viertel des Durchmessers der Nietlöcher aufgebohrten Löchern kann dieser Zuschlag auf 0,1 ermäßigt werden.

η) Wahl der Vernietung.

Bezeichnet

D den inneren Durchmesser eines cylindrischen Kessels in cm,
l die Länge desselben in cm,
p den größten Betriebsüberdruck in kg/qcm,
σ_v' die im vollen Blech in der Richtung der Achse des Kessels auftretende Spannung in kg/qcm,
s die Blechstärke in cm,

so ergibt sich σ_v' aus der Annäherungsgleichung

$$\frac{\pi}{4} D^2 p = \pi D s \sigma_v'$$

zu

$$\sigma_v' = \frac{1}{4} \frac{D}{s} p,$$

während die Spannung σ_v senkrecht zur Achse des Kessels, d. h. in der Richtung des Umfanges, sich aus

$$D l p = 2 l s \sigma_v$$

zu

$$\sigma_v = \frac{1}{2} \frac{D}{s} p$$

berechnet, also doppelt so groß ist als σ_v'.

Infolgedessen erhalten Kessel bei zweireihigen Längsnähten nur einreihige Quernähte, solange nicht σ_v' so groß ist, daß zweireihige Quernähte ebenfalls angezeigt erscheinen.

Im allgemeinen empfiehlt sich bei Blechstärken über 1,2 cm die unter α) besprochene einschnittige einreihige Vernietung nur noch für die Quernähte des Dampfkessels.

Bei hohen Dampfspannungen und großen Kesseldurchmessern sind die Überlappungsnietungen, bei denen in Niet und Blech grofse Biegungs-

beanspruchungen auftreten, nach Möglichkeit zu vermeiden. Überlappt geschweißte Kesselmäntel können bei dem höchsten Betriebsüberdruck mit 1/7 bis höchstens 1/6 der tatsächlichen Zugfestigkeit des entsprechend gewählten Materials belastet werden, vorausgesetzt, daß dieses bei der Schweißung nicht zu sehr gelitten hat.

Bei Beurteilung der Inanspruchnahme des Kessels in Richtung seiner Achse darf nicht übersehen werden, daß liegende Kessel mehr oder minder wie Träger auf Biegung beansprucht werden, und daß einseitige Erwärmung die Beanspruchung erhöhen kann.

2. Nietungen für Wasserbehälter, Gasometer u. s. w.

Derartige Gefäße, die einen verhältnismäßig geringen Widerstand zu leisten, dagegen dicht zu halten haben, erhalten meist einschnittige einreihige Vernietung. Die Blechstärke s wird hierbei in der Regel mehr durch Rücksicht auf allmähliches Abrosten und dergl. als durch den inneren Druck bestimmt. Es kann gewählt werden:

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}4 \text{ cm},$$
$$t = 3\,d + 0{,}5 \text{ cm}$$

und der Randabstand

$$e = 0{,}5\,t.$$

Niete von 0,8 cm Durchmesser an abwärts werden meist kalt eingezogen und vernietet.

3. Nietverbindungen für Eisenkonstruktionen.

Hier kann nach Maßgabe des unter α) (S. 87) Gesagten vorgegangen werden. Da diese Nietungen nur fest zu sein brauchen, kann von einem Verstemmen derselben abgesehen werden.

Den Nietdurchmesser wählt man im allgemeinen

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}2 \text{ cm},$$

wenn s die Plattenstärke in cm bedeutet.

Die Feststellung der Nietteilung muß, solange Versuche nicht vorliegen, welche die Verhältnisse klarstellen, unter denen der Gleitungswiderstand möglichst groß ausfällt, dem Ermessen des einzelnen überlassen bleiben.

Bei der bisher üblichen Berechnung der Nietverbindungen verfährt man, wie S. 87 für die einschnittige einreihige Vernietung dargelegt ist.

Unter Voraussetzung gleicher Festigkeit für Niet und Blech ergibt sich die Nietteilung aus

$$\frac{\pi}{4}\,d^2\,k_s = (t - d)\,s\,k_z$$

$$t = \frac{\frac{\pi}{4}\,d^2}{s} + d \text{ (wenn } k_s = k_z)$$

und der Randabstand zu

$$e = d\left(0{,}5 + \frac{\pi}{6{,}4}\,\frac{d}{s}\right) \sim 1{,}5\,d \text{ bis } 2\,d \left(\text{für } \frac{d}{s} = 2 \text{ bis } 3\right).$$

Zwei- und mehrreihige Vernietungen pflegt man in gleicher Weise nach dem Schwedlerschen Verfahren (S. 85) zu bestimmen.

Ist k_z die zulässige Zugspannung des Nietmaterials (gewöhnlich $k_z = 750$ kg/qcm), so wählt man $k_s = 0{,}8\,k_z = 600$ kg/qcm als die zulässige Schubspannung und nimmt an, daß n m-schnittige Niete von d cm Durchmesser eine Kraft übertragen von

$$P \gtrless \frac{\pi}{4}\, d^2\, 600\, m\, n \text{ kg}.$$

Bei mehrschnittigen Vernietungen ist auch darauf zu achten, daß der Leibungsdruck k (Druck zwischen Nietschaft und Lochwand) das für zulässig erachtete Maß nicht überschreitet. Empfohlen wird hierfür $k = 1{,}8\,k_z$ bis $2{,}2\,k_z$, im Mittel $k = 2\,k_z$. Es mufs also sein

$$P \gtrless d s k n.$$

Das sich aus den beiden letzten Gleichungen ergebende größere n ist der Ausführung zu Grunde zu legen.

Die Summe der Stärke der zu vernietenden Teile soll etwa $4\,d$ nicht überschreiten.

Können längere Niete nicht vermieden werden, so sind sie nur so weit zu erwärmen, als es die Bildung des Schließkopfes und die Erzeugung des Widerstandes gegen Gleiten erfordert.

Wie bereits mehrfach hervorgehoben, füllen die warm eingezogenen Niete nach dem Erkalten das Loch nicht vollkommen aus. Wechseln nun bei Vernietungen von Maschinenteilen die Kraftrichtungen, und ist der Gleitungswiderstand unzureichend, so erfordert die Zuverlässigkeit solcher Verbindungen entweder das Einziehen von Nieten im kalten Zustande derart, daß diese die Löcher nicht nur vollständig ausfüllen, sondern sich auch von vornherein mit einer gewissen Pressung gegen die Lochwand legen, wobei (für $k_s = 320$ kg/qcm und $k = 400$ kg/qcm) die von jedem einschnittigen Niet zu übertragende größte Kraft P bestimmt ist durch

$$P \gtrless \frac{\pi}{4}\, d^2\, 320 = 250\, d^2 = 400\, d\, s,$$

woraus

$$d = 1{,}6\, s = \frac{8}{5}\, s, \text{ oder}$$

$$s = \frac{5}{8}\, d,$$

oder die Anordnung von so viel warm einzuziehenden Nieten, daß bei einschnittiger Vernietung mit nur $k_s \gtrless 200$ kg/qcm, bei zweischnittiger mit nur $k_s \gtrless 350$ kg/qcm für die von jedem Niet zu übertragende größte Kraft P gerechnet werden kann.

Ist die Verbindung außer dem Wechsel in der Kraftrichtung noch Stößen und heftigen Erschütterungen ausgesetzt, so ist bedeutend unter den angegebenen Belastungen zu bleiben.

II. Maschinenteile der drehenden Bewegung.

Je nachdem die Übertragung der drehenden Bewegung von einer Welle auf eine andere durch unmittelbar aufeinander einwirkende Körper erfolgt oder aber ein um beide Körper geschlungener biegsamer Faden

(Riemen, Seil) diese Bewegungsübertragung mittelbar ermöglicht, unterscheidet man zwei Gruppen hierher gehöriger Maschinenteile. In der ersten Gruppe (unmittelbar) wirken die Zahn- und Reibungsräder, in der zweiten (mittelbar) der Riemen- und Seilbetrieb.

A. Zahnräder.

Bezüglich der gegenseitigen Lage der Wellen sind drei Fälle zu unterscheiden:

1. die beiden Wellen laufen parallel,
2. „ „ „ schneiden sich,
3. „ „ „ kreuzen sich.

Dementsprechend erhalten die Zahnräder die Grundformen:

1. den Cylinder (cylindrische Räder, Stirnräder),
2. den Kegel (konische Räder, Kegelräder),
3. das Hyperboloid oder den Cylinder (hyperbolische Räder oder Schraubenräder).

a) Stirnräder mit geraden Zähnen.

1. Allgemeine Gesetze der Verzahnung.

Sind in Fig. 41 (S. 94) m_1 und m_2 die Mittelpunkte zweier Wellen, und denkt man sich die Bewegung von der einen Welle auf die andere durch zwei mit ihnen fest verbundene Hebel $m_1 b = R_1$ und $m_2 b = R_2$ übertragen, deren Profile $a_1 b d_1$ und $a_2 b d_2$ sich in b berühren — $t_1 b t_2$ bedeutet die gemeinschaftliche Tangente, $n_1 b n_2$ die Berührungsnormale —, so ist die Geschwindigkeit, mit welcher sich der zum Hebel R_1 gehörige Punkt b bewegt,

$$v_1 = w_1 R_1,$$

diejenige, welche der dem Hebel R_2 gehörige Punkt in dem gleichen Augenblicke besitzt,

$$v_2 = w_2 R_2,$$

wenn w_1 und w_2 die Winkelgeschwindigkeiten der betreffenden Wellen bedeuten. Die Richtungen von v_1 und v_2 stehen senkrecht zu $m_1 b$ bezw. $m_2 b$.

Zerlegt man beide Geschwindigkeiten in je eine Tangential- und Normalkomponente c_1 und c_1' bezw. c_2 und c_2', so folgt, wenn noch die Längen der von den Mittelpunkten m_1 und m_2 auf die gemeinschaftliche Normale $n_1 b n_2$ gefällten Lote $m_1 n_1$ und $m_2 n_2$ mit ρ_1 und ρ_2 bezeichnet werden, wegen der Ähnlichkeit der betreffenden Dreiecke

$$\frac{c_1}{v_1} = \frac{\rho_1}{R_1} \text{ und } \frac{c_2}{v_2} = \frac{\rho_2}{R_2},$$

demnach

$$c_1 = v_1 \frac{\rho_1}{R_1} = w_1 \rho_1 \text{ und } c_2 = v_2 \frac{\rho_2}{R_2} = w_2 \rho_2.$$

Da sich beide Hebel in b berühren, so mufs $c_1 = c_2$ sein. Hieraus folgt

$$w_1 \rho_1 = w_2 \rho_2,$$

oder

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \text{konstant}.$$

und weil

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{m_2 o}{m_1 o},$$

auch

$$\frac{m_2 o}{m_1 o} = \text{konstant},$$

Fig. 41.

d. h. für jeden beliebigen Berührungspunkt b muß die für beide Hebelprofile gemeinschaftliche Normale durch einen und denselben Punkt o der Centrale gehen.

Die durch o mit den Halbmessern $m_1 o$ und $m_2 o$ gezogenen Kreise heißen die Teilkreise, so daß das Verzahnungsgesetz ausspricht:

Die Normale im jeweiligen Berührungspunkte beider Zahnprofile enthält immer den Berührungspunkt beider Teilkreise in sich.

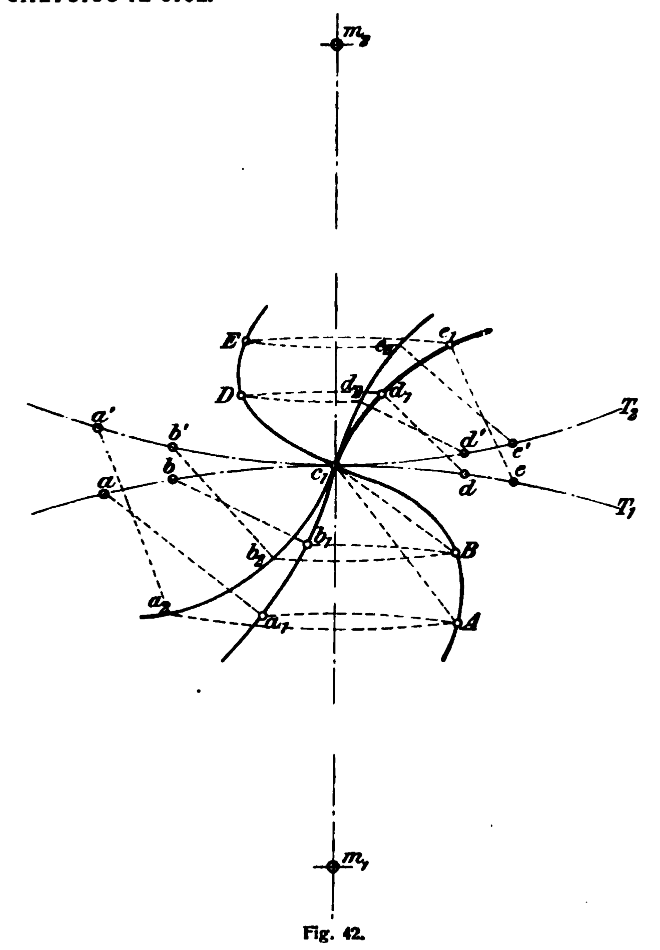


Fig. 42.

Dieses Gesetz ermöglicht, das Zahnprofil eines Rades nach demjenigen eines anderen Rades zu ermitteln, sofern noch die beiden Teilkreise gegeben sind.

Sind in Fig. 42 m_1 und m_2 die Mittelpunkte der beiden Teilkreise T_1 und T_2, $a_1\, b_1\, c_1\, d_1\, e_1$ Punkte des gegebenen Zahnprofils, so ergibt

sich dasjenige des anderen Rades nach dem von **Reuleaux** veröffentlichten Verfahren, wie folgt:

Man ziehe die Normalen $a_1 a$, $b_1 b$, $d_1 d$ und $e_1 e$, beschreibe aus m_1 durch $a_1 b_1 d_1 e_1$ Kreise, mache dann $c_1 A = a_1 a$, $c_1 B = b_1 b$ u. s. w. und ziehe die Kurve $A B c_1 D E$, so gibt diese zunächst den geometrischen Ort der Zahnberührungen, die sogenannte **Eingrifflinie**. Hierauf beschreibe man aus m_2 Kreise durch die Punkte $A B D E$ und mache Bogen $c_1 a' = c_1 a$, $c_1 b' = c_1 b$ . . ., sowie außerdem $a' a_2 = a a_1$, $b' b_2 = b b_1$ . . ., dann ist die Kurve $a_2 b_2 c_1 d_2 e_2$, welche die gefundenen Punkte a_2, b_2 . . . stetig verbindet, das gesuchte Zahnprofil.

Ein anderes (abgekürztes) Verfahren rührt von **Poncelet** her[1].

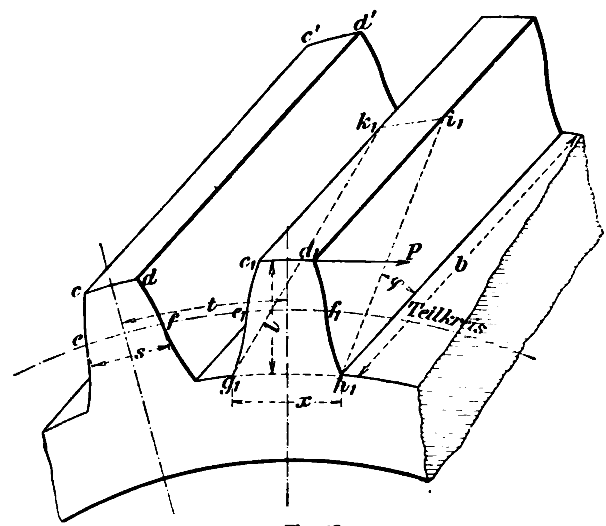


Fig. 43.

Die Zähne eines Stirnrades (Fig. 43) sind Prismen. Das über den Teilkreis hervorstehende Stück des Zahnes heißt die **Zahnkrone** oder der **Zahnkopf**, das innerhalb des Teilkreises liegende die **Zahnwurzel** oder der **Zahnfuß**; erstere wird durch den **Kopfkreis**, letztere durch den **Fußkreis** begrenzt. Unter **Teilung** t versteht man die im Teilkreisbogen gemessene Entfernung zweier Zähne. Demnach ist bei z Zähnen eines Stirnrades vom Teilkreishalbmesser r

$$2 r \pi = z t.$$

Die Teilung wählt man häufig im einfachen Verhältnis zu π, also $t = m \pi$ mm; damit ergibt sich ein rationeller und bequemer Wert für den Teilkreishalbmesser r. Man nennt m den **Modul** der Teilung.

---

[1] „Der Konstrukteur" von F. Reuleaux, 4. Auflage, S. 521.

In Fig. 43 heißt noch $ef = e_1 f_1 = s$ die im Teilkreisbogen gemessene Zahnstärke, fe_1 die Zahnlücke, $cc' = dd' = b$ die Zahnbreite, der Abstand zwischen Fuß- und Kopfkreis die Zahnlänge $= l$.

In der Regel wird die Höhe des Zahnkopfes $0{,}3\,t$, die Tiefe des Zahnfußes $0{,}4\,t$, also die Zahnlänge $l = 0{,}7\,t$ gesetzt, so daß in Richtung des Halbmessers ein Spielraum von $0{,}1\,t$ entsteht.

Für unbearbeitete Zähne beträgt die Zahnstärke $\frac{19}{40}t$, die Lückenweite $\frac{21}{40}t$, entsprechend einem Flankenspielraum $= \frac{1}{20}t$, der bei bearbeiteten Zähnen bis auf Null vermindert werden kann.

Wie aus Fig. 42 ersichtlich, hat die Eingrifflinie den Teilkreispunkt c_1 des Zahnprofils mit diesem gemein und schneidet dasselbe rechtwinklig, so daß also die Tangente der Eingrifflinie in c_1 normal zum Zahnprofil steht. Jedem Eingriffpunkte entspricht eine Zahnberührung und demnach ein Berührungspunkt auf jedem der beiden Teilkreise — so dem Eingriffpunkt D der Punkt d' auf Teilkreis T_2 und der Punkt d auf Teilkreis T_1. Man nennt $c_1 d'$ den Wälzungsbogen auf T_2 zum Punkte D, Bogen $c_1 d$ denjenigen auf T_1 zu demselben Eingriffpunkte. Die Summe der Wälzungsbogen auf jedem Teilkreise, d. h. $ae = a'e'$, heißt der Eingriffbogen, dessen Länge größer als die Teilung sein muß. Das Verhältnis zwischen Eingriffbogen und Teilung wird als Eingriffdauer bezeichnet. Dieselbe hängt von dem benutzten Stück der Eingrifflinie — der Eingriffstrecke — ab; letztere ist durch die Kopfkreise der miteinander in Eingriff stehenden Zahnräder bestimmt.

Die Strahlen, welche von dem Teilkreispunkte der Eingrifflinie aus nach irgend einem Eingriffpunkte gezogen werden, z. B. $c_1 A$, $c_1 B$ u. s. w. in Fig. 42, geben die Richtung des Normaldruckes zwischen beiden Zahnflanken für die Berührungspunkte A, B u. s. w. an.

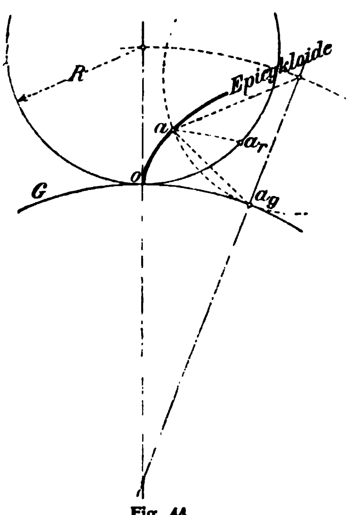


Fig. 44.

Zwei zueinander gehörige Zahnräder müssen kongruente Eingrifflinien und gleiche Teilung besitzen. Demzufolge lassen sich zu einem Rade mit gegebenem Teilkreise beliebig viele Räder konstruieren. Sollen nun diese unter sich ebenfalls richtig arbeiten, so muß die allen gemeinschaftliche Eingrifflinie noch derart geformt sein, daß sie durch den Teilkreis sowohl als durch den Halbmesser zu ihrem Teilkreispunkt in zwei kongruente Stücke zerlegt wird. Räder von gleicher Teilung, welche diese Bedingung erfüllen, heißen Satzräder.

Als einfachste Formen der Eingrifflinie kommen nur der Kreis und die Gerade in Betracht. Beide führen zu cyklischen Zahnprofilen.

Ist die Eingrifflinie ein Kreis vom Halbmesser R, so entsteht durch Rollen desselben und zwar

auf einem zweiten Kreise (Grundkreis) G, dessen Mittelpunkt außerhalb des ersteren liegt, die Epicykloide (Fig. 44),

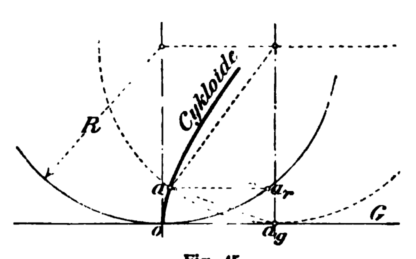


Fig. 45.

auf einer Geraden G (Fig. 45), die Cykloide,

in einem zweiten Kreise (Grundkreis) G, (Fig. 46), die Hypocykloide,

auf einem zweiten Kreise G, dessen Mittelpunkt innerhalb des ersteren liegt, die Pericykloide (Fig. 47).

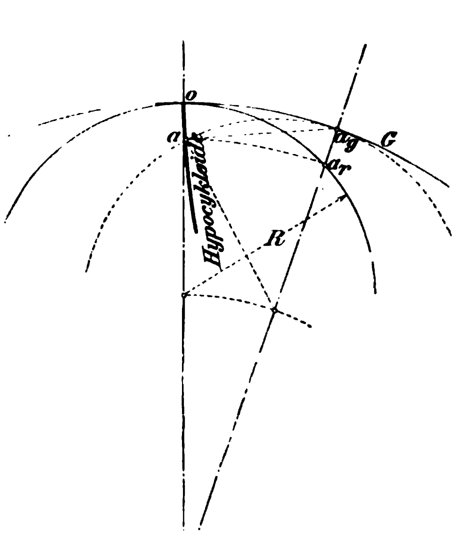


Fig. 46.

Der zu dem abgerollten Bogen $o\,a_r = o\,a_g$ (Fig. 44 bis 47) gehörige Kurvenpunkt a ist dadurch bestimmt, daß $a_g\,a = a_r\,o$ und $o\,a = a_g\,a_r$.

Ist die Eingrifflinie eine Gerade G_1 (Fig. 48), so entsteht durch Abwicklung derselben von einem Kreise (Grundkreis) G die Evolvente.

Der Evolventenpunkt a ist dadurch bestimmt, daß $a_g\,a = a_g\,o$.

2. Stirnräder mit Kreisbogeneingrifflinie.

(Cykloidenverzahnung.)

Sind in Fig. 49 T_1 und T_2 die gegebenen Teilkreise (gleichzeitig auch Grundkreise), R_1 und R_2 die zur Erzeugung der cyklischen Kurven gewählten Rollkreise zweier Räder, so erhält man durch Rollen von R_1 innerhalb des Kreises T_1 die Hypocykloide H_1, durch Rollen auf dem Kreise T_2 die Epicykloide E_2. In gleicher Weise erhält man durch Rollen von R_2 die Hypocykloide H_2 und die Epicykloide E_1. Macht man dann $o\,o_1 = o_1\,b_1$ gleich der halben Zahnstärke, ebenso $o\,o_2 = o_2\,b_2$,

zieht $m_1 o_1$ und $m_2 o_2$, ferner symmetrisch hierzu die den gefundenen Kurven H_1 und E_1 bezw. H_2 und E_2 entsprechenden Linien, schließlich die Kopf- und Fußkreise, so sind die Flanken der beiden Zähne bestimmt.

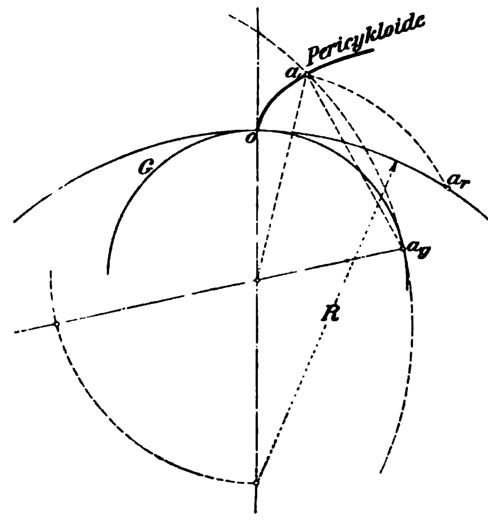


Fig. 47.

Zahnreibung. Die Zahnköpfe gelangen ganz zum Eingriff, die Zahnfüße nur auf den Strecken of und ok, deren Punkte f und k sich durch Kreisbahnen der Endpunkte a und g der Eingriffstrecke aog um ihre Radmittelpunkte bestimmen lassen. Es findet sonach nicht nur ein Rollen, sondern auch ein Gleiten der Zahnflanken um die Beträge $od - of$ bezw. $oi - ok$ statt. Bezeichnet man mit N den Mittelwert der Normaldrucke in den einzelnen Berührungspunkten der Eingriffstrecke, mit μ den Reibungskoeffizienten, so beträgt der von der gleitenden Reibung herrührende Arbeitsverlust während des Eingriffes

Fig. 48.

$$\mu N[(od - of) + (oi - ok)].$$

Die von dem treibenden Zahn auf den getriebenen innerhalb derselben Zeit übertragene Nutzarbeit ist

$$N\,aog = N(ao + og),$$

demnach der verhältnismäßige Arbeitsverlust durch gleitende Reibung in Teilen der Nutzarbeit

$$\mathfrak{V} = \mu \frac{od - of + oi - ok}{ao + og}.$$

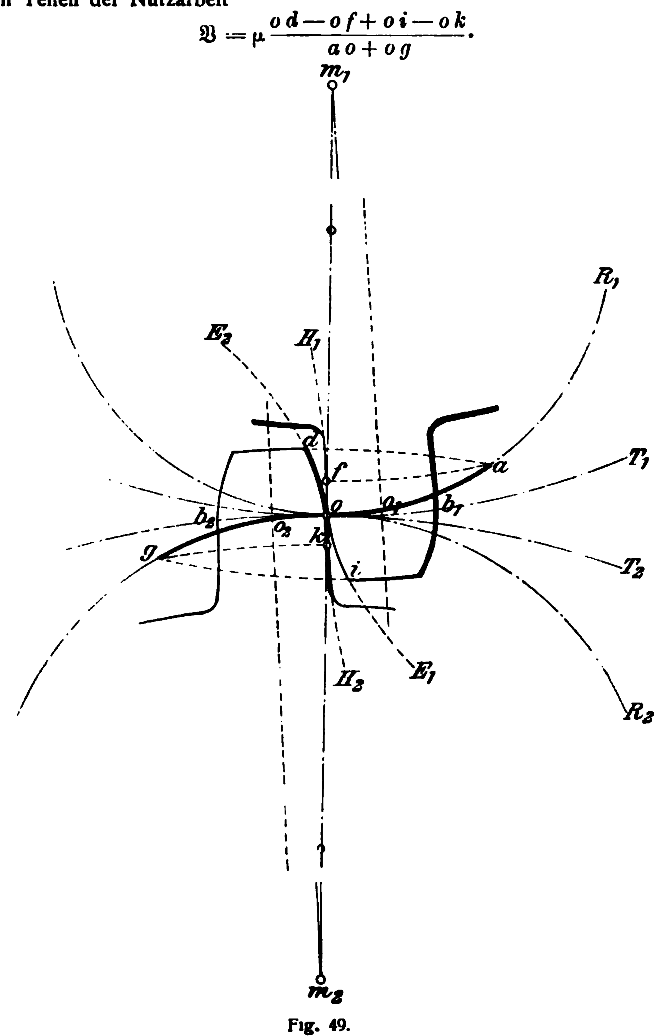


Fig. 49.

Für die üblichen Zahnprofilformen kann $\mathfrak{V}$ annähernd proportional der Länge des Eingriffbogens gesetzt werden.

Bedeuten z_1 und z_2 die Zähnezahlen der im Eingriffe befindlichen Räder, t die Teilung und τ die Eingriffdauer $= \frac{\text{Eingriffbogen}}{\text{Teilung}}$, so findet sich auch

$$\mathfrak{V} = \pi \mu \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right) \frac{\tau}{2},$$

worin das obere Vorzeichen für äußere, das untere für innere Verzahnung gilt.

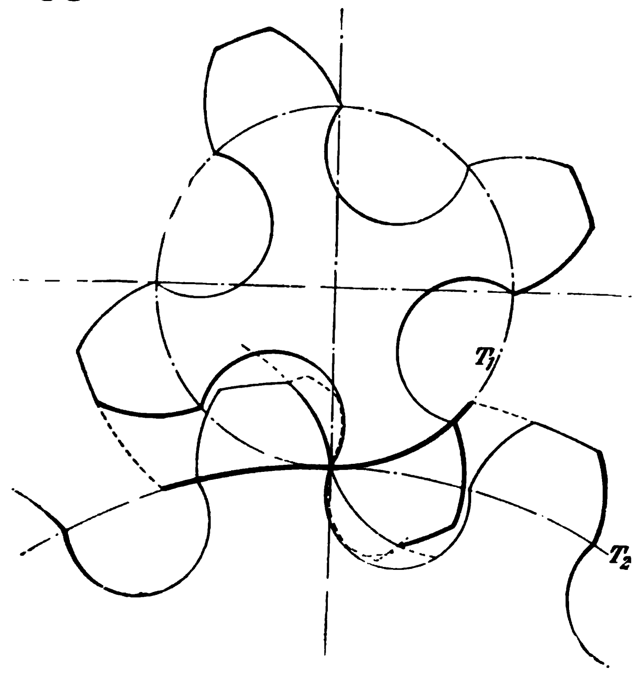


Fig. 50.

Im Mittel kann der von der Oberflächenbeschaffenheit der Zahnflanken abhängige Reibungskoeffizient $\mu = 0{,}16$, sonach $\pi \mu = 0{,}5$ gesetzt werden (s. auch „Fünfter Abschnitt", C. Räderwinden[1]).

Wahl der Rollkreise. Je größer der Halbmesser der Rollkreise, um so länger wird der Eingriffbogen, um so mehr Zähne sind gleichzeitig im Eingriff, um so ruhiger wird der Gang der Räder, und um so kleiner fällt der Normaldruck N für ein bestimmtes zu übertragendes Drehmoment aus.

---

[1]) Über die graphische Bestimmung der Zahnreibung siehe Kohn, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1895, S. 1114 u. f.

Wählt man den Durchmesser des Rollkreises R_1 in Fig. 49 gleich dem Halbmesser des Teilkreises T_1, so geht die Hypocykloide H_1 in eine radiale Gerade über. Der Zahn wird infolgedessen an seiner Wurzel schwächer als im Teilkreis, wodurch die Sicherheit gegen Ab-

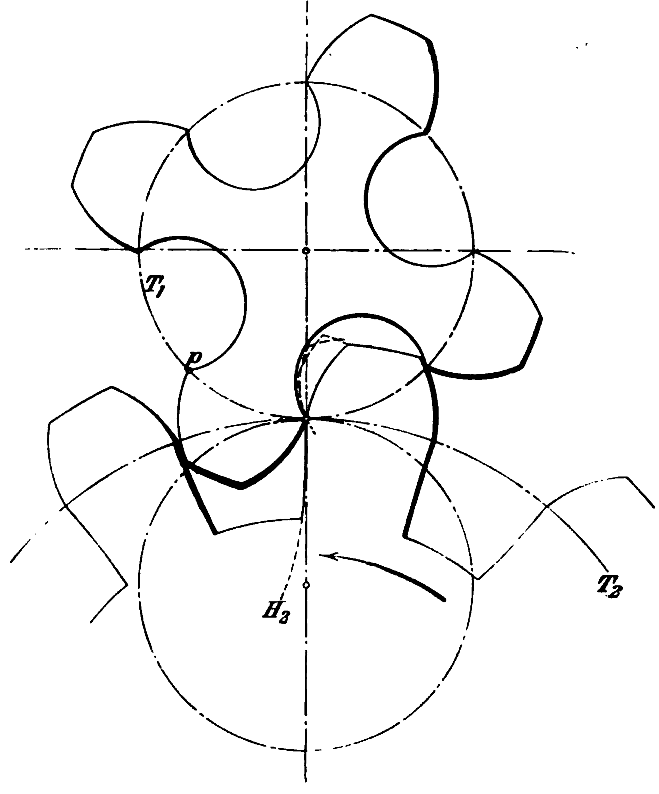


Fig. 51.

brechen verringert erscheint. Eine noch weitere Vergrößerung des Rollkreises liefert konvex unterschnittene Zahnwurzeln von abnehmender Länge.

Man macht daher den Durchmesser des Rollkreises gewöhnlich kleiner als den Halbmesser des Teilkreises. Läßt man beide Rollkreise so weit anwachsen, daß sie den zwei Teilkreisen gleich werden, so gehen die beiden Hypocykloiden H_1 und H_2 in Fig. 49 in Punkte über. Der Vorteil dieser sogenannten **Punktverzahnung** (Fig. 50) besteht

darin, daß mit der Zähnezahl weit heruntergegangen werden kann; sie hat den Nachteil daß die richtige Form der Zähne in Nähe der genannten Punkte sich infolge rascher Abnutzung ändert.

Wird der Teilkreis des kleineren Rades als Rollkreis für beide Räder gewählt, so erhält man die gemischte Punktverzahnung (Fig. 51). Die Hypocykloide des kleinen Rades wird auch hier zum Punkte p; der Kopf desselben kommt mit der Hypocykloide H_2 des großen Rades in Eingriff.

Die ebenfalls zu den Punktverzahnungen gehörige Triebstockverzahnung (Fig. 52) entsteht, sobald der allein benutzte Rollkreis gleich demjenigen des umschließenden Teilkreises ist und das hierdurch

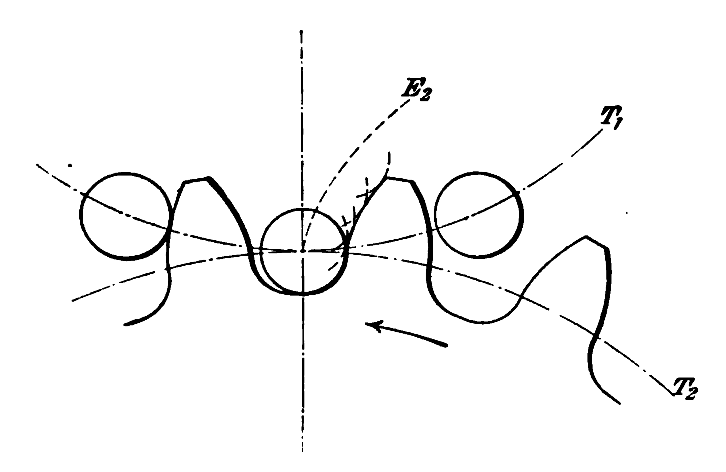


Fig. 52.

auf einen Punkt beschränkte Fußprofil durch einen Kreis vom Durchmesser $\frac{19}{40}t$ ersetzt wird. Dies macht für das Gegenprofil die Wahl einer der Epicykloide E_2 entsprechenden Äquidistante erforderlich.

Bei der Zahnstange (Fig. 53) bildet der unendlich große Teilkreis T_2 eine Gerade. Hier arbeitet Cykloide auf Hypocykloide und Cykloide auf Epicykloide.

Wie schon dargelegt, müssen Satzräder bei gleicher Teilung auch Rollkreise von gleicher Größe für alle Zähnezahlen erhalten. Die Abhängigkeit der Krümmung der benutzten Eingrifflinie von dem kleinsten Rade im Satze liefert indes ungünstige Verzahnungsverhältnisse für die größeren Räder. Aus diesem Grunde sind wichtige Triebwerkräder mit Rücksicht auf den für ruhigen Gang erforderlichen möglichst großen Eingriffbogen stets als Einzelräder mit Zähnezahlen nicht unter 24 zu konstruieren.

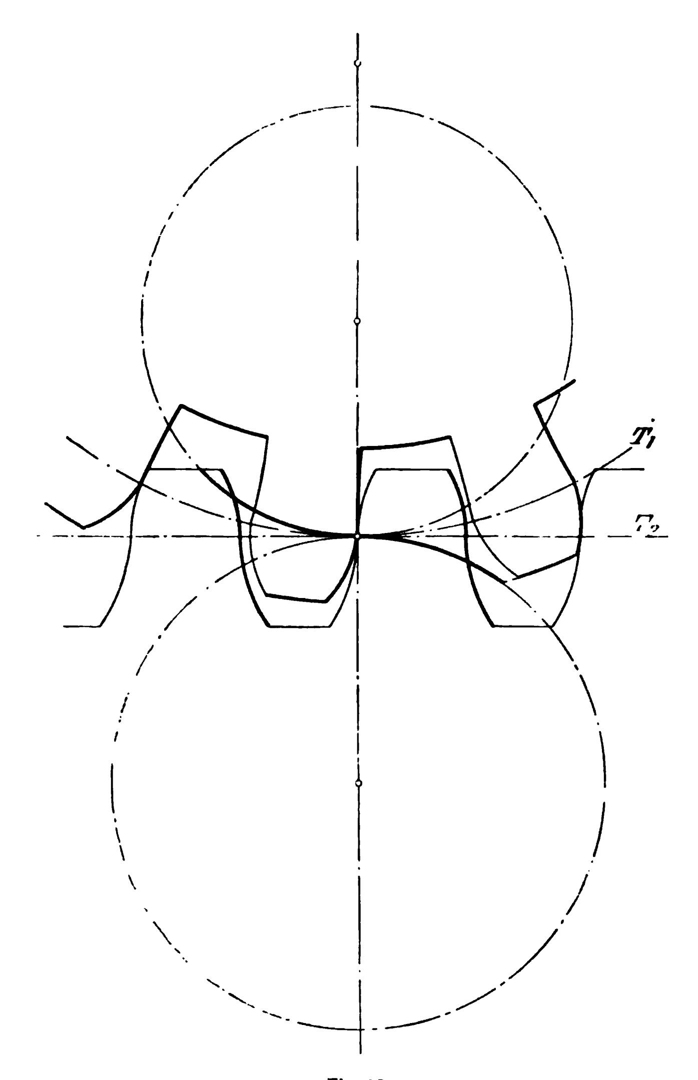


Fig. 53.

3. Stirnräder mit gerader Eingrifflinie. (Evolventenverzahnung.)

Sind T_1 und T_2 (Fig. 54) die gegebenen Teilkreise, und zieht man durch den Berührungspunkt o derselben unter dem Winkel α, der gewöhnlich 75° gewählt wird, eine Gerade $n_1 o n_2$, so wird diese die Grundkreise G_1 und G_2 vom Halbmesser $r_1 = R_1 \sin\alpha = 0{,}966\, R_1$ bezw. $r_2 = R_2 \sin\alpha = 0{,}966\, R_2$ berühren Die Zahnprofile stellen sich dann als Evolventen zu den Grundkreisen dar, die man für o als erzeugenden

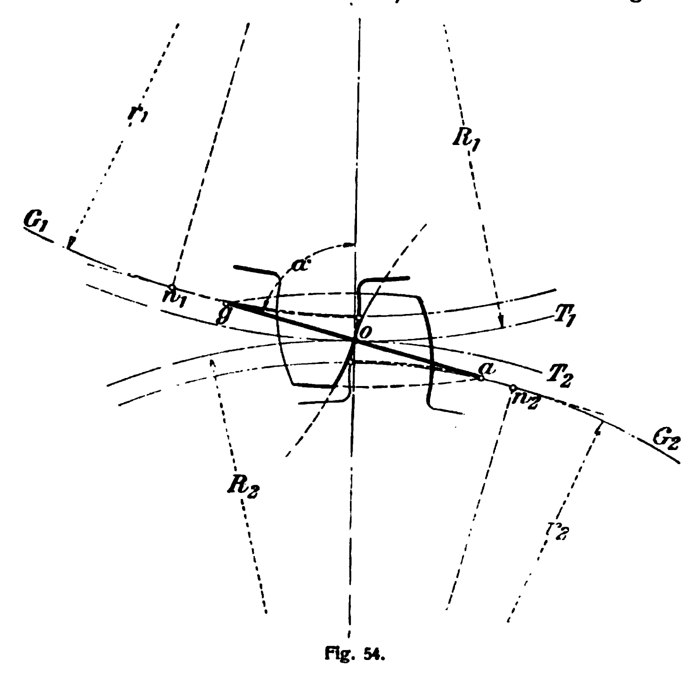


Fig. 54.

Punkt entwickelt. Zieht man noch die Kopf- und Fußkreise im Abstande 0,3 t und 0,4 t von den Teilkreisen, so sind die Zahnflanken bestimmt.

Die Eingrifflinie wie auch die Richtung des Normaldruckes N fallen mit der Geraden $n_2 o n_2$ zusammen; die Eingriffstrecke ist $a g$. Zur Ermittlung der Eingriffdauer τ hat man die Teilung t durch zu ziehende Halbmesser auf den Grundkreis, z. B G_1, zurückzuführen und mit der so erhaltenen Grundkreisteilung die Eingriffstrecke auszumessen.

Die Grundkreise, deren Halbmesser den auf S. 93 durch ρ_1 und ρ_2 bezeichneten Größen entsprechen, besitzen wegen der dort gefundenen Beziehung

$$w_1 \rho_1 = w_2 \rho_2$$

konstante Umfangsgeschwindigkeit. Deshalb können auch die Grundkreise gleich geteilt werden.

Da zu einem bestimmten Grundkreise nur eine ganz bestimmte Evolvente gehört, so sind alle Evolventenräder, die auf dem Grundkreise gleiche Teilung haben, Satzräder; sie gestatten Entfernungsänderungen der Achsen, solange die Eingriffdauer genügend groß ($\tau > 1$) erhalten bleibt. Letztere ist von der Richtung der Eingrifflinie abhängig; diese sollte mit Rücksicht auf die Zahnform gewählt werden. Bei der gewöhnlichen Evolventenverzahnung bildet die Eingrifflinie mit der Centralen einen Winkel von 75°. Damit ergeben sich für große Räder gute Zahnformen, doch werden die Zähne kleiner Räder zu spitz; die Flanken derselben schneiden sich unter Umständen schon innerhalb der Höhe von 0,7 t. Derartige Zähne sind für die Praxis unbrauchbar.

Günstigere Zahnformen und auch eine möglichst lange Eingriffstrecke gewinnt man für kleine Räder, sobald der Grundkreis dem Zahnkopfe nähergelegt wird.

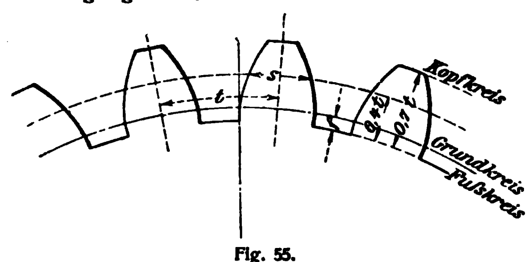


Fig. 55.

Nach Büttner[1]) soll für außenverzahnte Räder (Fig. 55) der Grundkreis bei $z = 7$ bis 20 um $f = 0{,}15\,t$, bei $z = 21$ bis 50 um $f = 0{,}11\,t$ vom Fußkreis entfernt liegen; bei $z = 51$ bis 120 soll dagegen $f = 0$ und bei $z > 120$ $f = -0{,}11\,t$ gewählt werden, d. h. der Grundkreis mit dem Fußkreis zusammenfallen bezw. innerhalb desselben liegen.

Die Teilung des Rades ist hierbei stets auf dem Grundkreise aufzutragen.

Für innen verzahnte Räder (Fig. 56) soll der Abstand k des Grundkreises vom Kopfkreise bei $z \gtrless 120$ $k = 0{,}11\,t$, bei $z > 120$ $k = 0{,}21\,t$ betragen.

Der Begriff des Teilkreises ist bei den Büttnerschen Ausführungen ganz vermieden!

Die Zahnstärke s ist hier auf einem Kreise, der den Abstand 0,4 t vom Grundkreise hat, der also bei zwei in Eingriff stehenden Rädern in der Mitte der beiden Fußkreise liegt, abzutragen.

Sowohl bei der gewöhnlichen wie auch bei der nach Büttner ausgeführten Evolventenverzahnung (bei dieser nur für $z = 7$ bis 50 erforderlich) sind die Fußprofile innerhalb der Grundkreise durch radiale Verlängerungen an den Radkörper anzuschließen. Für $z > 50$ sind bei

[1]) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1871, S. 306.

der Verzahnung nach Büttner die Zahnflanken reine Evolventen mit kräftiger Zahnwurzel.

Zahnstangen erhalten, ihren unendlich großen Teil- und Grundkreisen entsprechend, gerade, in der Regel unter 75° gegen den Teilkreis geneigte Zahnflanken. Bei Rädern mit wenig Zähnen ($z \leq 28$) ist die Höhe des zur Zahnstange gehörigen Kopfes behufs Ermöglichung

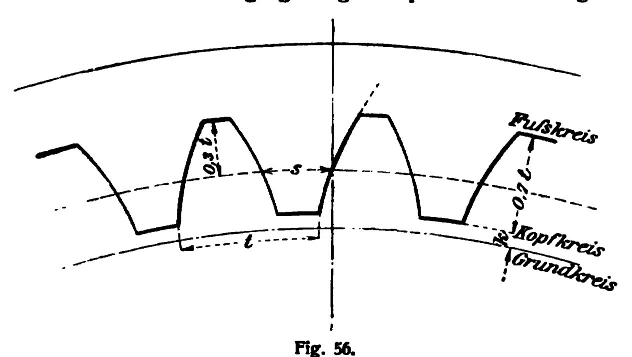


Fig. 56.

des Eingriffes unter Umständen kleiner als 0,3 t zu nehmen. Es empfiehlt sich, diese Kopfhöhe auch bei Rädern mit reichlicher Zähnezahl auf 0,25 t zu beschränken.

Büttner gibt den Zahnflanken ebenfalls eine um 75° gegen den Teilkreis geneigte Richtung. Die Teilung ist auf einer senkrecht zur Zahnflanke liegenden Geraden $n n_1$ aufzutragen (s. Fig. 57).

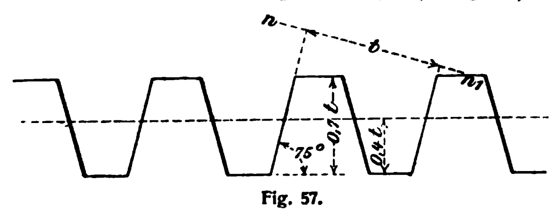


Fig. 57.

4. Abnutzungsverhältnisse der Stirnräder.

Um Abnutzungen schnelllaufender Räder mit gewöhnlicher Evolventenverzahnung vorzubeugen, kürzt O. Lasche die Kopfhöhe des getriebenen Rades unter das übliche Maß 0,3 t und verlängert dagegen diejenige des treibenden Rades, so daß die Eingriffstrecke vor der Centrale eine Verkürzung, hinter derselben eine Verlängerung erfährt [1].

Teilt man in Fig. 58 die arbeitende Flanke eines nach dem gewöhnlichen Verfahren gezeichneten Evolventenzahnes (Trieb) von g bis

---

[1]) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1899, S. 1417.

zum Kopfe in eine Anzahl unter sich gleicher Teile 1, 2, 3, 4 .... und bestimmt die je damit arbeitenden Strecken I, II, III ..... auf der angetriebenen Zahnflanke, so erhält man auf der arbeitenden Flanke des getriebenen Rades dieselbe Anzahl Teile, die aber, wie ersichtlich, alle verschiedene Größe haben. Das Verhältnis, in dem je die Längen der zusammenarbeitenden Strecken zueinander stehen, bestimmt das

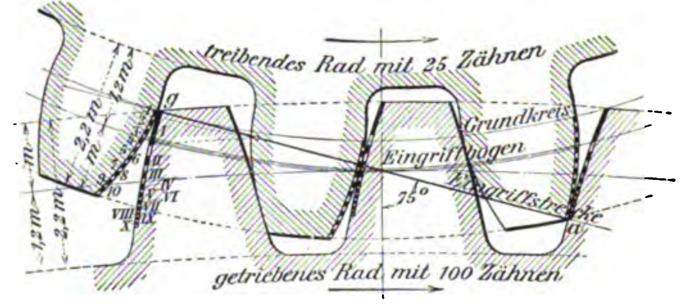


Fig. 58.

Maß des dabei stattfindenden Gleitens und sonach die Größe der zu erwartenden Abnutzung eines Zahnes. In Fig. 58 ist das Gleiten bezw. die Abnutzung am Kopfende des getriebenen Zahnes am größten. Fig. 59 zeigt die Verzahnung eines von der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft ausgeführten Rades, bei dem durch entsprechende Ver-

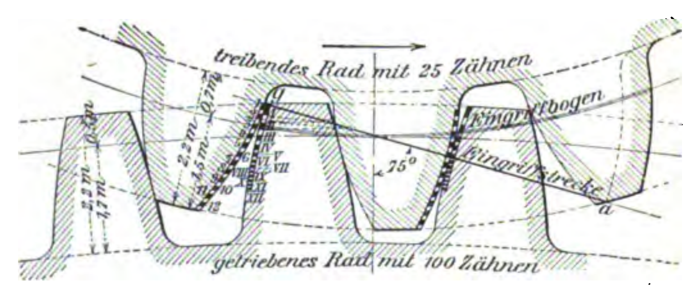


Fig. 59.

kürzung und Verlängerung der Kopfhöhe des getriebenen bezw. treibenden Rades jene Periode der größten Abnutzung vermieden ist. (In Fig. 58 und 59 hat m die aus $t = m\pi$ folgende Bedeutung $m = \frac{t}{\pi}$).

Die durch diese Abänderung entstehende Zahnform vereinigt aber noch andere Vorzüge in sich. Die Festigkeit der Zähne des Triebes ist für die gleiche Teilung bedeutend größer als bei den nach üblichen Zahnformen verzahnten Rädern. Die Zähne haben annähernd die Form eines Körpers gleicher Biegungsfestigkeit. Ferner werden — gleichwie

bei dem nach Büttner angegebenen Verfahren — die Flanken auch bei kleinen Zähnezahlen nicht mehr unterschnitten.

Bei der Cykloidenzahnform ist das in Betracht kommende Gleitverhältnis sowohl vor als auch hinter der Mittellinie (Teilkreis) unveränderlich und hat, verglichen mit demjenigen der Evolventenzähne, nur einen kleinen Wert.

Die Abnutzungstiefe eines Zahnes an irgend einer Kante kann proportional dem Normaldrucke N, dem specifischen Gleiten γ, d. h. dem auf diese Kante (Linie) bezogenen Gleiten der einen Zahnflanke gegenüber der anderen, ferner proportional der Umlaufzahl n des betreffenden Rades gesetzt werden. (Der Reibungskoeffizient kommt als unveränderlich nicht in Betracht.) Bildet man die Produkte $N\gamma n_1$ bezw. $N\gamma n_2$ für zwei in Eingriff stehende Räder (n_1 und n_2 bedeuten die minutlichen Umlaufzahlen der Räder) und trägt deren Werte an der zugehörigen Zahnkante winkelrecht zur Flanke und als Funktion des Eingriffbogens auf, so geben die so erhaltenen Kurven ein Bild von der veränderlichen Größe der Abnutzung längs der Zahnflanke — die sog. Abnutzungscharakteristik[1]).

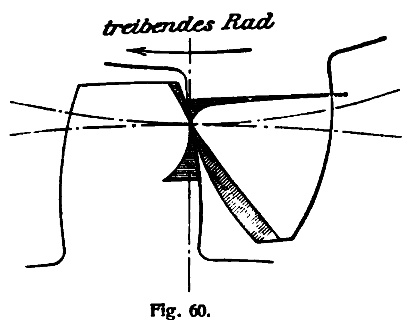


Fig. 60.

Die schraffiert hervorgehobenen Flächen der Abbildungen (Fig. 60 und 61) veranschaulichen die Verteilung dieser Abnutzungen bei Rädern mit Evolventen- und bei solchen mit Cykloidenzähnen, sofern sie unter gewissen Verhältnissen miteinander arbeiten.

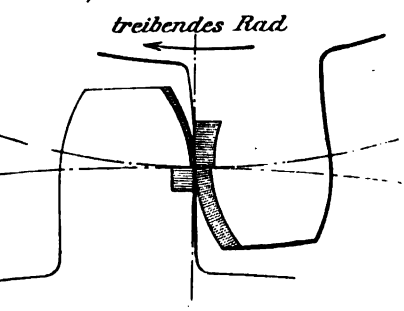


Fig. 61.

Bei der Evolventenverzahnung (Fig. 60) ist die Abnutzung ganz ungleichmäßig über die Flanken verteilt. Im Teilkreis ist sie Null und wächst nach dem Kopfkreise zu in mäßigen Grenzen, während sie an den Füßen, zumal an dem Fuße des treibenden Rades, recht hohe Beträge annimmt.

Bei der Cykloidenverzahnung (Fig. 61) ändert sich die Abnutzung am Fuße des getriebenen und am Kopfe des treibenden Rades sehr wenig; am Kopfe des ersteren und am Fuße des letzteren zeigt sich

---

[1]) Vergl. K. Büchner, Beitrag zur Kenntnis der Abnutzungs- und Reibungsverhältnisse der Stirnräder, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1902, S. 159.

dagegen eine charakteristische Änderung, da der Normaldruck vor der Centralen stark veränderlich ist. Bemerkenswert ist auch die sprungweise auftretende Abnutzung im Teilkreise, besonders an der Flanke des getriebenen Rades.

Um den nachteiligen Folgen einer unregelmäßigen Abnutzung der Zahnflanken vorzubeugen, ist bei der Evolventenverzahnung nach dem von O. Lasche angegebenem Verfahren die Eingriffstrecke vor der Centralen zu verkürzen. Das große Rad erhält einen kleinen Kopf und großen Fuß, das kleine Rad dagegen einen hohen Kopf und einen niedrigen Fuß (s. Fig. 59).

Um für beide Räder möglichst gleiche Abnutzungen zu erhalten, empfiehlt Büchner, das Verhältnis der Eingriffstrecken vor und hinter der Centralen gleich dem Übersetzungsverhältnis zu wählen.

Da die Abnutzung durch das Gleiten um so geringer wird, je mehr der Eingriff auf die Nähe der Centralen beschränkt bleibt, soll ferner die Teilung möglichst klein, die Zähnezahl also möglichst groß genommen werden. Letzteres gilt auch für Räder mit Cykloidenflanken. Diese werden sich außerdem um so weniger abnutzen, je kleiner unter Umständen die Halbmesser der Rollkreise gewählt werden.

5. Wahl der Zahnform.

Je nachdem die Zahnräder zur Übertragung von Kräften bei geringeren Umfangsgeschwindigkeiten oder Umgangszahlen dienen, wobei die Abmessungen ihrer Zähne den Festigkeitsbedingungen vorzugsweise Genüge zu leisten haben, oder aber mehr oder minder große Mengen mechanischer Arbeit bei in der Regel größerer Umfangsgeschwindigkeit zu übertragen haben, unterscheidet man Kraft- und Arbeitsräder. Bei den letzteren müssen die Zähne selbstverständlich ebenfalls die Anforderungen der Festigkeit erfüllen, doch sind außerdem noch Rücksichten auf Fernhaltung zu rascher Abnutzung, auf Ruhe des Ganges, auf etwa eintretende Stoßwirkungen u. dergl. zu nehmen. Als Vertreter der ersten Gruppe pflegt man die Räder von Handwinden, Kranen u. dergl. anzusehen; als Vertreter der zweiten Gruppe kann das normale Transmissions- oder Triebwerkrad dienen. In Bezug auf die Zahnformen bieten Räder mit Evolventenzähnen den Vorzug einfacher und daher leichter Herstellung; sie können einander genähert oder voneinander entfernt werden, ohne daß die Richtigkeit des Eingriffes darunter leidet; auch fallen bei gleicher Teilung die Evolventenzähne an der Wurzel stärker aus als die Cykloidenzähne, — ein Umstand, der ihre Anwendung besonders bei Krafträdern geeignet erscheinen läßt. Dagegen ergeben sich für Räder mit Evolventenzähnen unter sonst gleichen Verhältnissen bis fast um 50% größere specifische Zahnpressungen als bei solchen mit Cykloidenzähnen. Die specifische Pressung zwischen den Zahnflächen ist von der Größe der Berührungsfläche abhängig; dieselbe erstreckt sich theoretisch allerdings nur über ein Element des Zahnprofils, ist aber tatsächlich von viel größerer Ausdehnung. Letztere ist abhängig von der Krümmung der sich berührenden beiden Zahnflanken. Sie ist bei der Cykloidenverzahnung mit konvex-konkaver Berührung (Fig. 62) größer als bei der Evolventenverzahnung mit konvex-konvexer Berührung der Flanken (Fig. 63). Aus diesem Grunde muß sich unter sonst gleichen Verhältnissen die Ab-

nutzung der Evolventenzähne größer ergeben als diejenige der Cykloidenzähne. Letztere finden bei Rädern für Triebwerke, wo die Abnutzung eine große Rolle spielt, vorteilhafte Verwendung, während erstere sich besonders da empfehlen, wo die Rücksichten auf Festigkeit fast allein maßgebend sind (Windenräder u. dergl.). Die nicht zu unterschätzenden

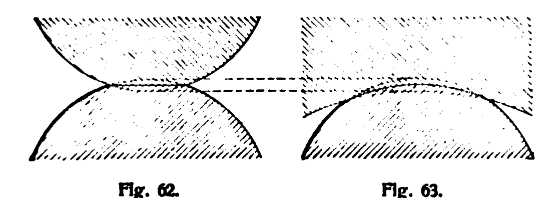


Fig. 62. Fig. 63.

Vorzüge der Evolventenzähne können, sofern noch das S. 107 u. f. in Hinsicht auf Abnutzung Bemerkte Beachtung findet, einen mehr oder minder vollständigen Ausgleich zur Folge haben.

6. Berechnung der Zähne.

Es bezeichne
- r den Teilkreishalbmesser in cm,
- t die Teilung in cm,
- z die Zähnezahl $= \frac{2 r \pi}{t}$,
- b die Zahnbreite $= \psi t$ in cm,
- l die Zahnlänge, in der Regel $= 0{,}7 t$ in cm,
- s die Zahnstärke, auf dem Teilkreise gemessen, in cm,
- P den Zahndruck in kg, bestimmt durch das zu übertragende Drehungsmoment $M_d = Pr$ in cmkg,
- n die minutliche Umdrehungszahl des Rades,
- N die zu übertragende Leistung in PS.

α) Krafträder.

Betrachtet man den Zahn als einen an der Wurzel eingespannten Balken, der am freien Ende durch den Zahndruck P belastet ist, so ergibt sich unter der Annahme, daß dieser an der Ecke bei c_1 (d_1) (Fig. 43), aufsetzt und hierbei tangential wirkt, für den wahrscheinlichen Bruchquerschnitt $g_1 h_1 i_1 k_1$ das biegende Moment $Pl \cos \varphi$, demnach aus

$$Pl \cos \varphi = \frac{1}{6} \frac{l}{\sin \varphi} x^2 \sigma_b,$$

$$\sigma_b = \frac{3 P \sin 2 \varphi}{x^2},$$

oder für $\sin 2 \varphi = 1$ ($\varphi = 45^0$)

$$\sigma_{b\,(\max)} = \frac{3P}{x^2}.$$

Wirkt der Zahndruck P an der Zahnkrone als gleichmäßig verteilte Kraft, so folgt aus

$$Pl = \frac{1}{6}\, b\, x^2\, \sigma_b,$$

$$\sigma_{b\,(\max)} = \frac{6\,Pl}{b\,x^2}.$$

Beide Beanspruchungen fallen gleich groß aus für

$$\frac{3\,P}{x^2} = \frac{6\,Pl}{b\,x^2},$$

woraus für die Zahnbreite folgt

$$b = 2\,l = 1{,}4\,t.$$

Unter Voraussetzung mittlerer Verhältnisse kann gesetzt werden

$$b \gtreqless 2\,t.$$

Dann folgt aus der nunmehr allein maßgebenden Biegungsgleichung

$$Pl = \frac{1}{6}\, b\, x^2\, k_b \quad \ldots\ldots\ldots \quad 9$$

mit $l = \alpha\, t$ und $x = \beta\, t$

$$P = \frac{1}{6}\,\frac{\beta^2}{\alpha}\, b\, t\, k_b$$

und, sofern gesetzt wird

$$c = \frac{1}{6}\,\frac{\beta^2}{\alpha}\, k_b,$$

$$P = c\, b\, t = c\, \psi\, t^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 10$$

Für den gewöhnlichen Fall

$\alpha = 0{,}7$ und $\beta = 0{,}5$ bis $0{,}55$ wird

$c = 0{,}06\, k_b$ bis $0{,}07\, k_b$

und mit $k_b = 300$ (Mittelwert für Gußeisenzähne)

$c = 18$ bis 21.

Ist $b > 2\,t$, so muß jedenfalls die Beziehung festgehalten werden

$$c \gtreqless 21\,\frac{2\,t}{b}.$$

Bei **Winden**, die mit großen Unterbrechungen oder nicht häufig mit der Maximallast arbeiten, kann c auf 24 bis 28 erhöht werden; doch geht man bei Windenrädern mit t nicht gern unter $8\,\pi$ mm. Wird ein anderes Material als Gußeisen verwendet, oder weichen $x = \beta\, t$ und $l = \alpha\, t$ wesentlich von den gemachten Annahmen ab, so ist auf Gl. 9 zurückzugreifen.

Die Zähnezahl nimmt man $z \gtreqless 10$ bis 11 (unter besonderen Umständen — Zahnstangenwinden — noch weniger), das **Übersetzungsverhältnis** nicht unter 1:10.

Ist nicht der Zahndruck P, sondern das zu übertragende Drehungsmoment M_d (in cmkg) gegeben, so folgt aus:

$$M_d = P\, r = c\, \psi\, t^2\, \frac{z\, t}{2\,\pi}$$

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\,\pi}{c\, \psi\, z}\, M_d} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 11$$

Beispiel. Die höchste Belastung der durch Fig. 64 bestimmten Trommelwinde betrage $Q = 2000$ kg, der Trommelhalbmesser, bis Mitte Kette gemessen, $\varrho = 13$ cm, und es soll der durch die Reibungswiderstände in den Zähnen und in den Lagern etc. hervorgerufene Arbeitsverlust zu 15% der Nutzlast angenommen werden — entsprechend einem Wirkungsgrade der Winde $\eta = 0{,}85$.

Für den Antrieb sind zwei Arbeiter vorgesehen, die an je einer 40 cm langen Kurbel mit einer Kraft von je 16 kg wirken.

Mit diesen Werten ergibt sich das Übersetzungsverhältnis der Winde zu

$$\varphi = \frac{\text{Kraftmoment}}{\text{Lastmoment}} = \frac{0{,}85 \cdot 2 \cdot 16 \cdot 40}{2000 \cdot 13} \sim \frac{1}{24}.$$

Wir wählen $\frac{a}{b} = \frac{1}{4}$ und $\frac{c}{d} = \frac{1}{6}$, ferner $z_a = 12$, so daß mit $b = 2\,t$ und $c = 25$ aus Gl. 11 folgt

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{25 \cdot 2 \cdot 12} 32 \cdot 40} = 2{,}39\,\text{cm} \sim 8\pi\,\text{mm};$$

demnach

$$d_a = \frac{12 \cdot 8\pi}{\pi} = 96\,\text{mm},$$
$$d_b = 4 \cdot 96 = 384\,\text{mm},$$
$$z_a = 12,$$
$$z_b = 4 \cdot 12 = 48,$$
$$b = 2\,t = \sim 50\,\text{mm}.$$

Das Rad c soll ebenfalls 12 Zähne erhalten. Gestalten wir auch hier $c = 25$ und $b = 2\,t$, so folgt für das Rad d mit $6 \cdot 12 = 72$ Zähnen unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades der Trommelwelle

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{25 \cdot 2 \cdot 72} \frac{2000 \cdot 13}{0{,}94}} = 3{,}65\,\text{cm} \sim 12\pi\,\text{mm};$$

demnach

$$d_c = \frac{12 \cdot 12\pi}{\pi} = 144\,\text{mm},$$
$$d_d = 6 \cdot 144 = 864\,\text{mm},$$
$$z_c = 12,$$
$$z_d = 6 \cdot 12 = 72,$$
$$b = 2\,t = \sim 75\,\text{mm}.$$

Fig. 64.

(Um möglichst leichte Räder zu erhalten, empfiehlt es sich, das erste Vorgelege mit dem größeren, das zweite mit dem kleineren Übersetzungsverhältnis arbeiten zu lassen, falls hierdurch nicht etwa unschöne Formen der Bockgestelle der Winde usw. entstehen.)

β) Arbeitsräder.

Die Berechnung der Zähne hat bei Arbeitsrädern (Triebwerksrädern) nicht nur mit Rücksicht auf Festigkeit, sondern noch unter Berücksichtigung der Abnutzung der Zahnflanken und der Erwärmung der Zähne zu geschehen.

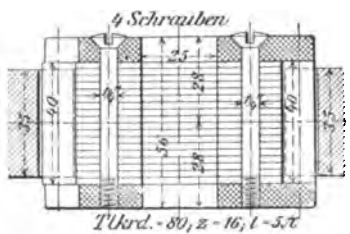
Unter der Annahme, daß die Berührungsfläche zweier Zähne der Teilung und der Zahnbreite proportional ist, kann gesetzt werden:

$$P = c_1\, b\, t,$$

worin c_1 eine von den jeweiligen Verhältnissen, unter denen die Zähne arbeiten, abhängige Erfahrungszahl bedeutet. Die Gleichung hat genau die Form wie Gl. 10, so daß diese auch für die Arbeitsräder beibehalten werden kann; nur wird dann der Koeffizient c im allgemeinen eine andere Bedeutung besitzen als für Krafträder.

Unter normalen Verhältnissen kann bei Cykloidenverzahnung und bei Umdrehungszahlen bis $n = 250$, falls Gußeisen auf Gußeisen läuft, nach C. v. Bach

$$c = 20 - \sqrt{n} \quad . \quad . \quad 12$$



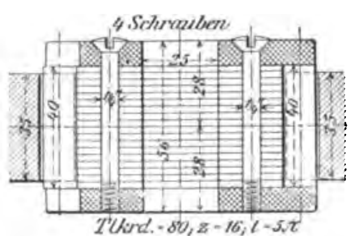


Fig. 65.

gewählt werden, bei einer zulässigen Zahnbreite von

$$b \leqq 42 \frac{t}{c}.$$

Bei Holz (Weißbuche) auf Gußeisen gilt etwa das 0,4- bis 0,5 fache der aus Gl. 12 für c ermittelten Werte, so daß z. B. für $n = 64$ der Koeffizient $c = 12 \cdot 0,4 = 4,8$ wird.

Höhere Werte für c, als aus Gl. 12 sich ergeben, sind zulässig, wenn die Eingriffdauer $\tau > 2$ ist. Räder mit Evolventenverzahnung sind etwas geringer zu belasten.

Fig. 66.

Bei Wasserradzahnkränzen, die vom Spritzwasser benetzt werden, ist c keinesfalls höher als 10 bis 12 zu nehmen. Wegen der starken Abnutzung sind solche Räder, wenn irgend tunlich, zu vermeiden[1]).

Solchen Rädern, deren Zähne zuweilen die Eingriffflanke wechseln, oder die stark stoßen, gibt man möglichst reichliche Abmessungen. Aus diesem Grunde werden z. B. Räder zum Betriebe der Mahlgänge bei Holz auf Eisen mit $c = 2$ bis 3 entworfen, während ein gewöhnliches Triebwerkrad bei demselben n mit $c = 4$ bis 4,5 zu belasten sein würde.

Arbeiten Räder Tag und Nacht fast ununterbrochen, so muß c kleiner gewählt werden, sofern auf ähnliche Dauer gerechnet wird wie bei normalen Rädern, die unter sonst gleichen Verhältnissen etwa nur 12 Stunden täglich in Betrieb sind. Räder mit stärkeren Zähnen können

[1]) Vergl. C. v. Bach, Turbinen und vertikale Wasserräder, 1896, S. 165 u. 166.

mit einem größeren c berechnet werden als solche mit schwächeren Zähnen, da sie eine größere Abnutzung zulassen, ehe sie unbrauchbar werden.

Erscheint Gußeisen als Zahnmaterial ungenügend, so muß zu Stahlguß, schmiedbarem Eisen oder Stahl, zu Bronze (insbesondere zu Phosphorbronze), zu Deltametall oder sonstigen Legierungen gegriffen werden, wenn überhaupt Zahnradbetrieb nicht vermieden werden kann.

Getriebe mit Umfangsgeschwindigkeiten von 9 bis 12 m in der Sekunde erhalten bei 400 bis etwa 1000 minutlichen Umdrehungen häufig **Zähne aus Rohhaut**.

Man wählt hierbei $c = 4$ bis 8. Für kleine Teilungen findet auch (statt der Rohhaut) **Vulkanfiber** Verwendung.

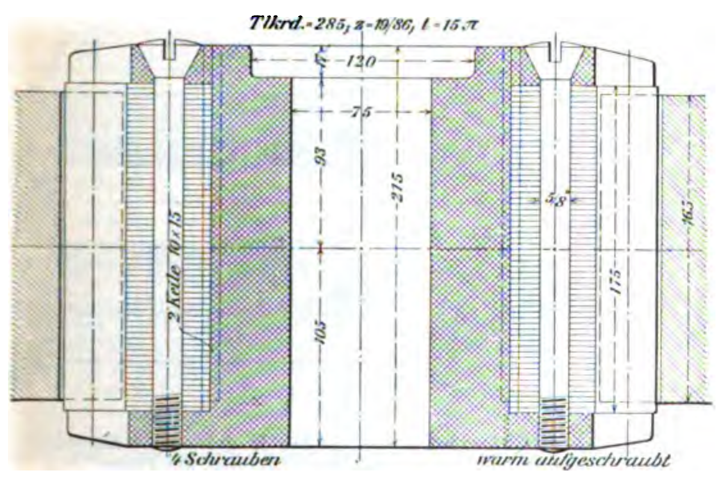


Fig. 67.

Fig. 65 bis 67 zeigen einige Ausführungsarten von Rohhauträdern der **Zahnräderfabrik Augsburg vorm. Joh. Renk**, A.-G., in Augsburg. Dieselben werden stets mit Seitenscheiben hergestellt, und zwar soll die Lücke der Scheiben ∼ 2 mm größer sein als diejenige des Zahnes. Wenn die Breite des Getriebes größer ist als die des zugehörigen Rades, können die Seitenscheiben auch voll (also ungezahnt) sein; sie sollen jedoch bis zum Zahnkopf reichen, um ein seitwärtiges Ausbiegen des Materials zu verhindern.

Ein von **Gruson & Co.** in Magdeburg-Buckau gefertigtes Rohhautgetriebe zeigt Fig. 68. Zur Befestigung der Seitenscheibe dienen hier Schraubenbolzen mit Muttern; auch ist der Rohhautkolben nicht durch Keile, sondern durch Schlitzschrauben mit der Stahlgußbüchse verbunden.

Ist das zu übertragende Drehungsmoment M_d (in cmkg) gegeben, so ist nach Gl. 11 S. 112 zu verfahren.

Sind die zu übertragenden Pferdestärken gegeben, so ergibt sich die Teilung aus

$$75\,N = P\frac{2\,r\,\pi}{100}\,\frac{n}{60}$$

und wenn $2\,r\,\pi = z\,t$ und $P = c\,b\,t = c\,\psi\,t^2$ gesetzt wird, zu

$$t = 10\sqrt[3]{\frac{450}{c\,\psi\,z}\,\frac{N}{n}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 13$$

Die Zahnbreite wählt man für gewöhnliche Triebwerkräder $b = 2\,t$ bis $3\,t$, für Triebwerkräder, welche große Mengen mechanischer Arbeit zu übertragen haben, $b = 3\,t$ bis $5\,t$.

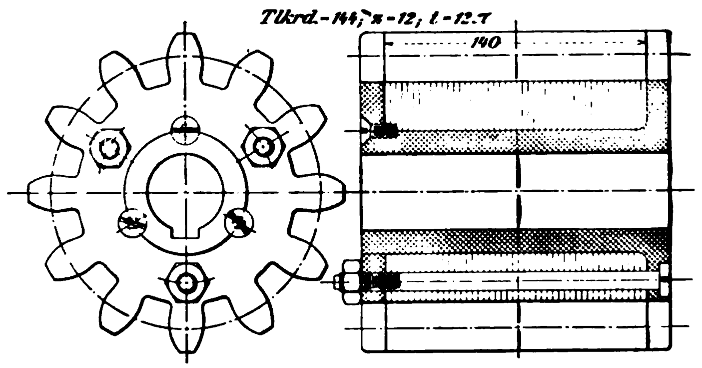


Fig. 68.

Die Zähnezahl nimmt man $z \gtrless 24$; je größer die Zähnezahl, um so kleiner wird die Teilung und um so ruhiger der Gang.

Das Übersetzungsverhältnis nehme man für Triebwerkräder bei langsamem Gange, wenn möglich, nicht unter 1 : 6 (wobei dann für das kleinste Rad $z_{\min} = 36$ bis 40), bei rascherem Gange etwa nur 1 : 4 (wobei $z_{\min} = 54$ bis 72).

Holzzähne (Kämme) erhält bei größerer Geschwindigkeit bezw. größerer Umdrehungszahl zuweilen das eine der beiden zusammenarbeitenden Räder, um einen ruhigen, womöglich stoßfreien Gang zu erzielen. Man nimmt die Zahnstärke

für den Eisenzahn $s = 0{,}41\,t$,
für den Holzzahn $s = 0{,}54\,t$.

Um Ansatzbildungen an den Kämmen zu verhüten, werden die Eisenzähne um etwa 6 bis 10 mm breiter gehalten als die Kämme.

Bezüglich der Abmessungen der Zähne bei Eisen auf Eisen ist auch das auf S. 97 hierüber Gesagte zu beachten.

Von diesen normalen Werten weicht man ab, wenn Veranlassung dazu vorliegt, wie es z. B. bei den S. 107 u. f. erwähnten Evolventenzähnen für schnelllaufende Räder der Fall ist.

Beispiel. Von der stehenden Welle $a_1 a_2$ (Fig. 69) einer Turbine sind 100 *PS* bei 80 minutlichen Umdrehungen auf eine Triebwerkwelle $b_1 b_2$, die 160 Umdrehungen in der Minute ausführen soll, mittelst der Kegelräder *a* und *b* (Holz auf Eisen) zu übertragen.

Wählen wir für *b* 48 Zähne, so erhält *a* 96 Kämme. Aus Gl. 12 folgt

$$c = 20 - \sqrt{80} = \sim 11$$

und wegen Holz auf Eisen

$$c = 11 \cdot 0{,}45 = \sim 5.$$

Mit $\psi = 4$ ergibt sich aus Gl. 13

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{5 \cdot 4 \cdot 96} \cdot \frac{100}{80}} = 6{,}64 \text{ cm} \sim 21\,\pi \text{ mm};$$

demnach $d_a = \frac{96 \cdot 21\,\pi}{\pi} = 2016$ mm,

$d_b = 1008$ mm,

$b_a = 4\,t \sim 260$ mm,

$b_b = 260 + 10 = 270$ mm.

Es ist ferner

$s_a = 0{,}54\,t = \sim 36$ mm,

$s_b = 0{,}41\,t = \sim 27$ mm.

Die Zahnwurzel wird

$0{,}4\,t = \sim 26$ mm,

die Zahnkrone

$0{,}3\,t = \sim 20$ mm.

Das Rad *a* kann 6 oder 8 Arme erhalten.

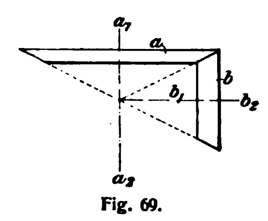


Fig. 69.

7. Konstruktion des Radkörpers.

Die Stärke des Zahnkranzes kann in der Regel $0{,}5\,t$ genommen werden, mit schwacher Verjüngung (1 : 40 bis 1 : 60) nach außen. Bei geringer Armzahl oder großem Raddurchmesser empfiehlt sich die Anbringung einer Verstärkungsrippe (Fig. 70).

Kammräder erhalten wegen der Schwächung durch die eingesetzten Kämme stärkere Zahnkränze von etwa t bis $^5/_4\,t$ Höhe (Fig. 72 und 73).

Die unverletzte Wandstärke der gußeisernen Nabe (Fig. 70 und 71) nehme man

$$\delta = \frac{1}{5}\left(d_0 + \frac{d}{2}\right) + 1 \text{ cm bis } \frac{1}{4}\left(d_0 + \frac{d}{2}\right) + 1 \text{ cm},$$

worin bedeutet:

d die Bohrung der Nabe in cm,

d_0 die Wellenstärke (in cm), die dem zu übertragenden Drehungsmomente $M_d = P\,r = 0{,}2\,d_0^3\,k_d$ entspricht und aus diesem zu bestimmen ist.

Die Nabenlänge kann gewählt werden

$$L = 1{,}2\,d \text{ bis } 1{,}5\,d \text{ und mehr oder } L \gtreqless b + 0{,}05\,r.$$

Lange Naben erhalten Aussparungen (Fig. 71) mit

$$l_1 = 0{,}4\,d \text{ bis } 0{,}5\,d.$$

Zur Befestigung der Zahnräder dienen Keile und Federn, die schon S. 70 und 71 besprochen sind.

Bezeichnet i die Anzahl der Arme eines Rades, und wird angenommen, dafs $\frac{i}{4}$ der auf Biegung beanspruchten Arme an der Kraft-

übertragung teilnehmen, so ergibt sich der Querschnitt derselben unter Bezugnahme auf Fig. 70 annähernd aus

$$P y = W k_b \frac{i}{4},$$

worin W das dem Biegungsmomente $P y$ entsprechende Widerstandsmoment des Armquerschnittes bezeichnet. Hieraus folgt für den kreuzförmigen Armquerschnitt unter Vernachlässigung der in der Nullachse liegenden Rippe

$$P y = \frac{h_1 h^2}{6} k_b \frac{i}{4}$$

und mit dem üblichen Wert $h_1 = \frac{1}{5} h$

$$P y = h^3 k_b \frac{i}{120},$$

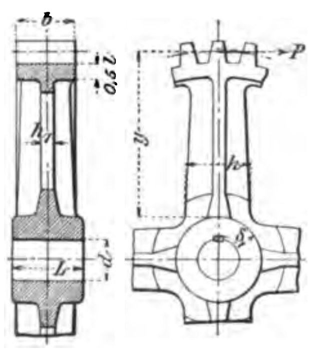


Fig. 70.

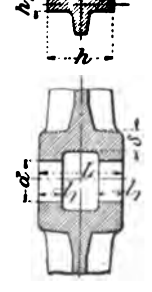


Fig. 71.

woraus mit $k_b = 300$ kg/qcm (für Gußeisen)

$$h = \sqrt[3]{\frac{P y}{2,5\, i}}.$$

Die Armhöhe h verjüngt sich nach dem Kranze im Verhältnis 5 : 4.

Arme mit ╓╖-förmigem Querschnitt sind in gleicher Weise zu berechnen.

Die Anzahl i der Arme liegt bei Rädern, die aus dem Ganzen gegossen sind, zwischen 4 und 6. Als Anhalt kann die Gleichung dienen

$$i = \frac{1}{7} \sqrt{D},$$

worin D den Teilkreisdurchmesser in mm bedeutet.

Bei Rädern, die aus Segmenten zusammengesetzt werden, gewährt die Gleichung

$$i = \frac{1}{8} \sqrt{D}$$

einigen Anhalt.

Betreffs der Abmessungen der aus trockenem Weißbuchenholz gefertigten Holzkämme (s. auch S. 116) und deren Befestigung in dem Rade — bei leichteren Rädern mit Holzkeilen (Eisenstiften), bei schwereren mit Holzkeilen und Eisenstiften — ist auf Fig. 72 zu verweisen.

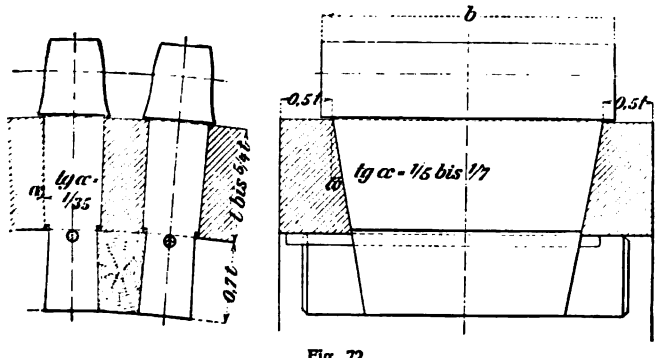


Fig. 72.

Die Trennung des Kammes in zwei Teile (Fig. 73) erfolgt für $b \geqq 18$ cm.

Die Zähnezahl soll bei Holzkammrädern, wenn irgend angängig, ein Vielfaches der Armzahl sein. Anderenfalls müssen die Arme mit Taschen versehen werden.

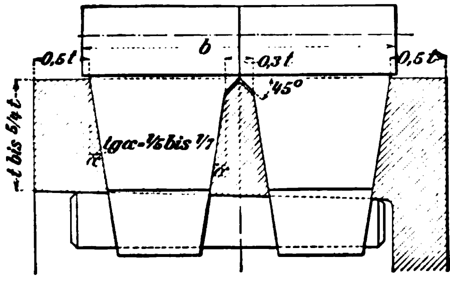


Fig. 73.

Fig. 74 zeigt ein Stirnräderpaar (Eisen auf Holz) der Zahnräderfabrik Augsburg vorm. Joh. Renk, A.-G., in Augsburg (Teilung 16 π, 36 Zähne und 144 Kämme von 140 bezw. 135 mm Breite, 540 und 2160 mm Teilkreisdurchmesser), bei dem die beiden geteilten Arme des aus zwei Hälften zusammengesetzten Rades mit Taschen versehen sind.

Bei dem Fig. 75 ersichtlichen Kegelräderpaar (Holz auf Eisen) von Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau (Teilung 25 π, 37 Zähne und

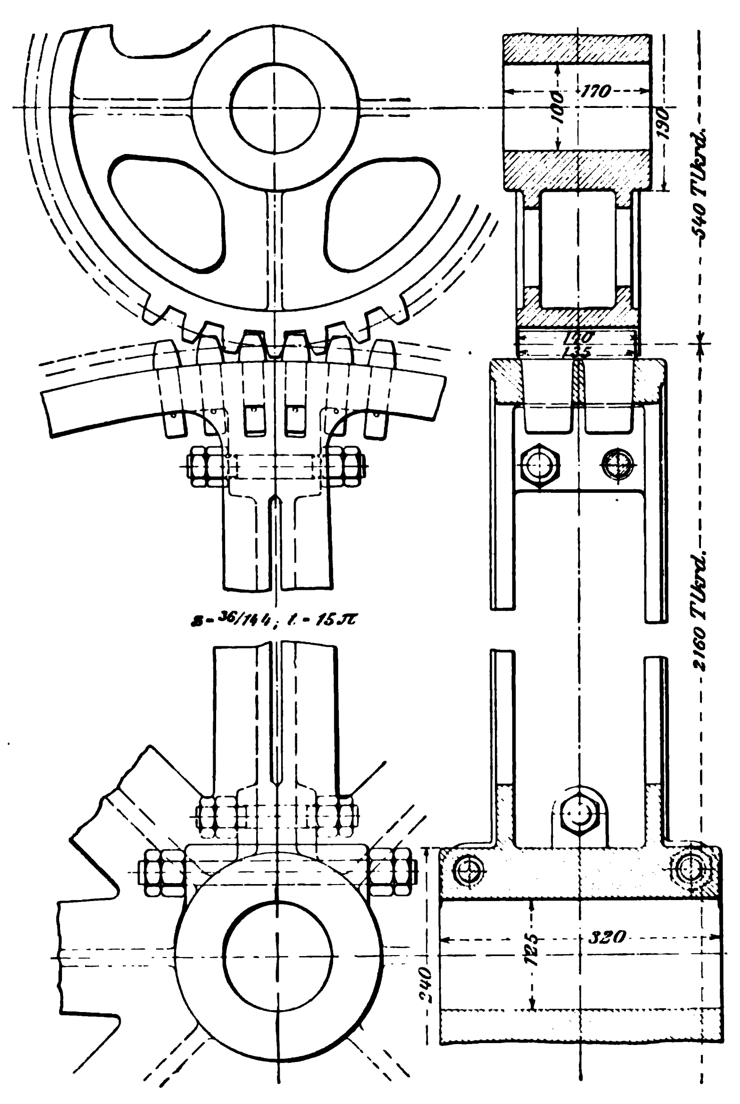

170
100
190
540 T.Ukrd.
140
135
z = 36/144 ; t = 15π
2160 T.Ukrd.
320
125
240

Fig. 74.

118 Kämme von je 280 mm Breite, 925 und 2950 mm Teilkreisdurchmesser) ist das Rad in einem Stück gegossen und dann gesprengt. Die beiden Hälften sind durch 12 Schraubenbolzen miteinander verbunden.

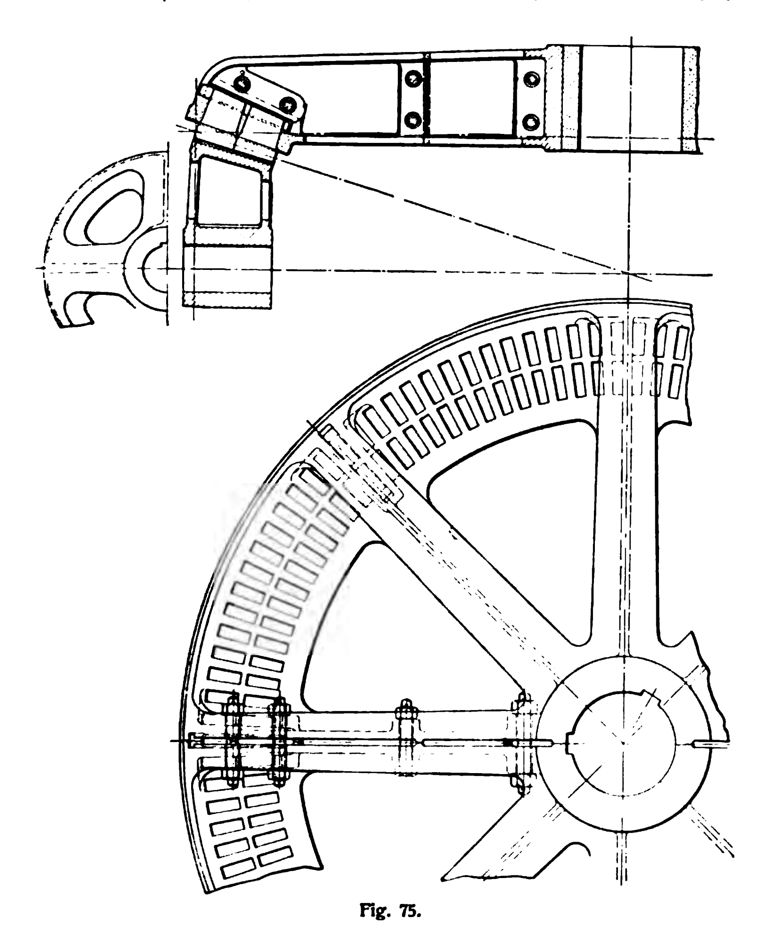


Fig. 75.

Die H. Michaelis in Chemnitz unter D.R.P. Nr. 44 543 geschützte sogenannte Compound-Verzahnung ist eine Verbindung des Eisenzahnes mit dem Holzkamme; sie beseitigt das Ganggeräusch der reinen Eisenverzahnung und die geringe Festigkeit der reinen Holzverzahnung ohne Hinzufügung neuer Teile. Zufolge der getroffenen

Anordnung (Fig. 76) ist der Holzkamm auf seiner Gesamtdruckfläche vom Eisenzahn unterstützt und damit gegen Federung gesichert. Der-

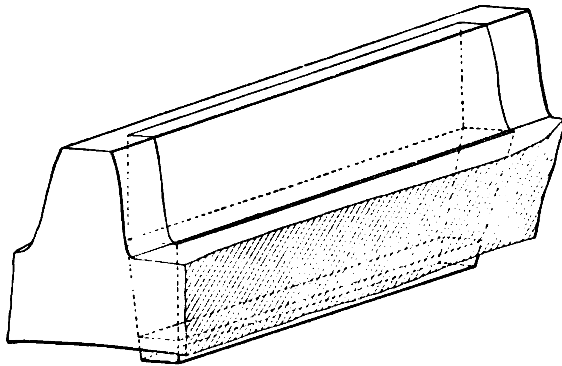


Fig. 76.

artige Compoundräder haben sich für große Umfangsgeschwindigkeiten und große Zahndrücke als dauerhaft bewährt.

(Hierzu die Tabellen S. 124 u. 125.)

b) Stirnräder mit schrägen Zähnen.

Derartige Räder mit schraubenförmig auf dem Grundcylinder sitzenden Zähnen zeichnen sich durch große Widerstandsfähigkeit und durch Ruhe des Ganges aus.

Fig. 77 zeigt die Konstruktion der einfach schrägen Zähne eines Stirnrades. Man entwirft zunächst die Zahnform (Evolvente), wie unter a) für Stirnräder mit geraden Zähnen angegeben, und trifft dann Entscheidung über den Winkel γ, der den Teilkreisbogen $r\gamma$ bestimmt, um welchen die Zahnquerschnitte an den beiden Stirnflächen des Rades gegeneinander versetzt erscheinen. Dieser Teilkreisbogen $r\gamma = t_0$ wird als Sprung der Zähne bezeichnet. Demselben entspricht auf der Teilkreis-Cylinderfläche vom Halbmesser r eine Schraubenlinie, die auf der Strecke t_0 um b steigt, also einen Steigungswinkel besitzt, dessen Größe sich aus

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{b}{t_0} = \frac{b}{r\gamma}$$

ergibt.

Bedeutet P die Umfangskraft in der Mittelebene des Rades, so erhöht sich dieselbe wegen der um den Winkel γ schräg gestellten Zähne auf $\frac{P}{\cos\gamma}$. Dabei bleibt der Reibungsbetrag an den Zahnflanken derselbe, so daß an Stelle der bekannten Formel für den verhältnismäßigen Arbeitsverlust durch gleitende Reibung in Teilen der Nutzarbeit (S. 101) hier zu setzen ist

$$\mathfrak{B} = \frac{\pi\mu}{\cos\gamma}\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\frac{\tau}{2}.$$

Außer dieser Zahnreibung treten noch infolge des von der Schrägstellung der Zähne herrührenden seitlichen Druckes Kraftverluste (Lagerreibungen etc.) auf. Um diese möglichst gering zu erhalten, nehmen Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau in der Regel $t_0 = 0{,}06\, b$, so dafs $\beta \sim 86^0\, 30'$. Fr. Stolzenberg & Co. in Reinickendorf bei Berlin empfehlen, diesen Winkel 70^0 bis 80^0 zu wählen!

Der seitliche Druck läßt sich vermeiden, wenn man die Zähne in der Mittelebene des Rades bricht, d. h. von hier aus nach beiden Seiten

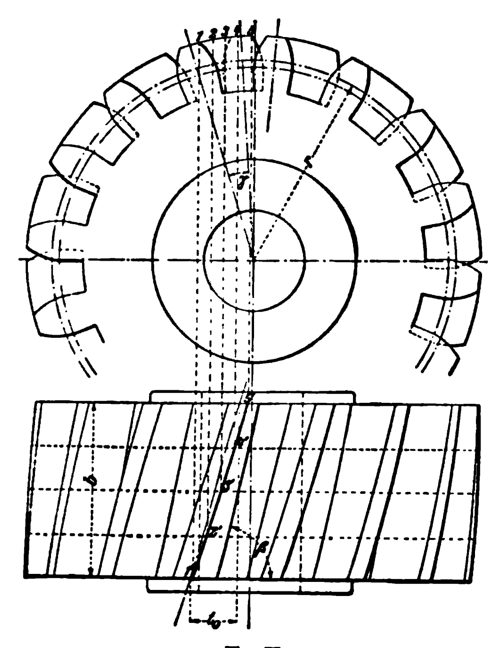


Fig. 77.

in entgegengesetzter Richtung schraubenförmig verlaufen läßt. Derartige Räder mit doppelt schrägen Zähnen werden auch Räder mit Winkelzähnen oder Pfeilräder genannt.

Bei der Konstruktion dieser Räder kann in gleicher Weise wie vordem verfahren werden.

Unter Beibehaltung der früheren Bezeichnungen ergibt sich der Steigungswinkel β (Fig. 78, S. 126) aus

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{0{,}5\, b}{t_0} = \frac{1}{2}\,\frac{b}{r\gamma}.$$

Räder mit Winkelzähnen können vor- und rückwärts arbeiten; sie werden jedoch, wenn die Drehung nur nach einer Seite nötig ist, am besten so eingebaut, daß die Spitze des Zahnes voreilt. Hierbei sind

Satzräder und Gewichtstabelle von Otto Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau.

Gewicht $G = z(\alpha + \beta b) - \gamma$ kg.

Teilung t	D = Teilkreisdurchmesser, z = Zähnezahl: $\frac{D}{z}$	$\frac{z}{D}$	Kopfhöhe	Fußhöhe	Zahnbreite b =		Blockräder	4 Arme				6 Arme				8 Arme				10 Arme			
mm	D in mm	D in m	mm	mm	2,5 t mm	3 t mm	Zähnezahl z =	Zähnezahl z =	α	β	γ	Zähnezahl z =	α	β	γ	Zähnezahl z =	α	β	γ	Zähnezahl z =	α	β	γ
15	4,775	209,4	5	6	37	45	20–40	41–90	0,03	.	0,3	91–150	0,04	.	0,5	151–300	0,05	.	1,1	.	0,07	.	1,3
20	6,366	157,1	6	8	50	60	14–34	35–95	0,08	.	0,8	96–155	0,10	.	1,3	156–300	0,13	.	2,3	.	0,15	.	3,4
25	7,958	125,7	8	10	60	75	11–31	32–80	0,15	0,01	1,5	81–160	0,20	0,01	3,2	161–300	0,25	0,01	4,9	.	0,30	0,01	6,5
30	9,549	104,7	10	12	75	90	11–25	26–72	0,25	0,01	2,7	73–143	0,34	0,01	5,2	144–248	0,43	0,01	8,5	249–300	0,51	0,01	11,1
35	11,140	89,8	11	14	85	105	11–24	25–68	0,40	0,01	4,3	69–133	0,54	0,01	8,0	134–220	0,68	0,01	12,6	221–300	0,81	0,01	17,2
40	12,732	78,5	12	16	100	120	11–23	24–64	0,60	0,01	5,5	65–124	0,81	0,01	12,7	125–205	1,01	0,02	19,9	206–300	1,21	0,02	26,2
45	14,324	69,8	14	18	110	135	11–22	23–60	0,86	0,02	8,1	61–117	1,15	0,02	17,5	118–193	1,44	0,02	28,0	194–300	1,73	0,02	37,3
50	15,916	62,8	16	20	125	150	11–21	22–58	1,18	0,02	11,5	59–111	1,58	0,02	24,7	112–184	1,98	0,03	38,0	185–300	2,38	0,03	51,2
55	17,507	57,1	17	23	140	165	11–20	21–55	1,56	0,02	15,6	56–105	2,10	0,03	33,3	106–176	2,63	0,03	51,0	177–300	3,16	0,03	67,4
60	19,099	52,4	19	25	150	180	11–19	20–52	2,03	0,03	20,5	53–101	2,72	0,03	42,0	102–168	3,41	0,04	65,5	169–285	4,10	0,04	88,8
65	20,690	48,3	21	27	160	195	11–18	19–45	2,58	0,03	24,8	46–98	3,46	0,04	54,1	99–161	4,34	0,04	83,4	162–265	5,22	0,05	112,7
70	22,282	45,0	22	29	175	210	11–17	18–44	3,22	0,04	31,4	45–93	4,32	0,05	68,1	94–154	5,42	0,05	104,1	155–245	6,52	0,05	141,4
75	23,873	41,9	24	31	190	225	11–16	17–44	3,97	0,05	39,3	45–91	5,32	0,05	83,7	92–149	6,67	0,06	128,3	150–230	8,02	0,06	172,7
80	25,465	39,3	25	33	200	240	11–16	17–43	4,81	0,05	46,2	44–87	6,42	0,06	102,0	88–145	8,09	0,07	155,8	146–216	9,73	0,07	209,6
85	27,056	37,0	27	35	210	255	11–15	16–43	5,77	0,06	56,2	44–84	7,74	0,07	122,2	85–140	9,70	0,07	186,1	141–200	11,67	0,08	252,0
90	28,648	34,9	29	37	230	270	11–15	16–42	6,85	0,07	67,6	43–83	9,19	0,07	144,9	88–133	11,52	0,08	222,3	137–190	13,85	0,09	299,7
95	30,239	33,1	31	39	240	285	11–14	15–41	8,06	0,07	77,8	42–82	10,80	0,08	170,4	83–136	13,55	0,09	260,6	134–180	16,29	0,10	353,2
100	31,831	31,4	32	42	250	300	11–14	15–40	9,40	0,08	92,0	41–80	12,60	0,09	198,0	81–130	15,80	0,10	304,0	131–172	19,00	0,11	410,0

Die Gewichtstabelle gibt die annähernden Gewichte der gußeisernen Stirnräder von gewöhnlicher Konstruktion mit geraden Zähnen. Holzkammräder, Schraubenräder und Stirnräder mit Winkelzähnen (Pfeilräder) wiegen annähernd so viel wie Stirnräder mit Eisenzähnen gleicher Teilung, Zähnezahl und Breite.

Kegelräder wiegen ~ 0,9 mal so viel wie Stirnräder. Das Gewicht der Stahlgußräder ist etwa um 13 % größer als das der gußeisernen Räder gleicher Abmessung.

Stirnräder mit gefrästen Zähnen
von Friedrich Stolzenberg & Co. in Berlin-Reinickendorf.

Modul m	† 1	† 1,25	† 1,5	† 1,75	† 2 *	† 2,25	† 2,5 *	2,75	† 3 *	3,25	† 3,5 *	3,75
Teilung = πm in mm	3,14	3,93	4,71	5,50	6,28	7,07	7,85	8,64	9,42	10,21	11,00	11,78
Zahnlänge l in mm. .	2,17	2,71	3,25	3,79	4,33	4,87	5,42	5,96	6,50	7,04	7,58	8,13

Modul m	† 4 *	4,25	† 4,5 *	4,75	† 5 *	5,25	† 5,5 *	5,75	† 6 *	6,25	† 6,5 *	† 7 *
Teilung = πm in mm	12,57	13,35	14,14	14,92	15,71	16,49	17,28	18,06	18,85	19,64	20,42	21,99
Zahnlänge l in mm .	8,67	9,21	9,75	10,29	10,83	11,38	11,92	12,46	13,00	13,54	14,08	15,17

Modul m	7,5 *	† 8 *	† 9 *	† 10 *	† 11 *	† 12 *	† 13 *	† 14 *	† 15 *	16	17	18
Teilung = πm in mm	23,56	25,13	28,27	31,42	34,56	37,70	40,84	43,98	47,12	50,27	53,41	56,55
Zahnlänge l in mm .	16,25	17,32	19,50	21,67	23,83	26,00	28,17	30,33	32,50	34,67	36,83	39,00

Modul m	19	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
Teilung = πm in mm	59,69	62,83	69,12	75,40	81,68	87,97	94,25	100,53	106,81	113,10	119,38	125,66
Zahnlänge l in mm .	41,17	43,33	47,67	52,00	56,33	60,67	65,00	69,33	73,67	78,00	82,33	86,67

Die Zähne der vorstehenden Stirnräder sind nach der gewöhnlichen Evolventenverzahnung ausgeführt. Die Zahnstärke beträgt 0,5 t. Der Zahnkopf ist $m = t : \pi$ mm hoch. Teilkreisdurchmesser $2r = zm$ in mm. Zahnstangen werden nur in den mit *, Stirnräder mit Innenzähnen nur in den mit † bezeichneten Teilungen geliefert.

die Zähne widerstandsfähiger als bei der entgegengesetzten Drehrichtung. Muß das Rad abwechselnd nach beiden Richtungen umlaufen, dann empfiehlt es sich, durch Anordnung von Seitenscheiben die Zähne an den Stirnflächen zu verstärken. Derartige Seitenscheiben hat das in Fig. 79 dargestellte Stirnräderpaar mit Winkelzähnen der Firma Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau. Die Teilung beträgt 100,8 mm, der Teilkreisdurchmesser 1669,5 bezw. 4430,5 mm, die Zähnezahl 52 bezw. 138, die Zahnbreite 350 mm. Beide Räder sind in je einem Stück gegossen, dann gesprengt und die zusammengehörigen Hälften durch Schraubenbolzen und Schrumpfbänder miteinander verbunden.

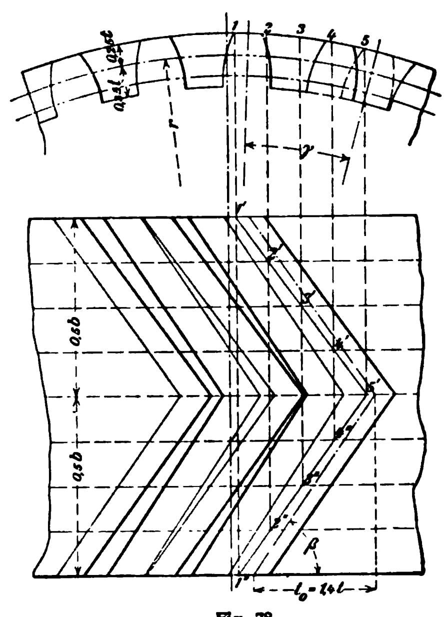


Fig. 78.

Der Winkel, unter dem die Erzeugende bei der Evolventenverzahnung gegen die Centrale geneigt ist, pflegt bei Pfeilrädern zwischen 68° und 72° zu schwanken. Der Zahnfuß findet sich 0,35 t bis höchstens 0,4 t, der Zahnkopf 0,25 t bis höchstens 0,3 t. Die Zahnstärke im Teilkreise kann gewählt werden $s = 0{,}46\, t$; hieraus ergibt sich für die wirkliche Zahnstärke

$$s_1 = s \sin\beta \sim 0{,}377\, t.$$

Für die Zahnbreite nimmt man $b = 4\, t$, für den Sprung $t_0 = 1{,}4\, t$, entsprechend einem Steigungswinkel $\beta = 55°$ (Gruson & Co. nehmen als Norm für alle Räder mit Winkelzähnen $t = t_0 = \frac{1}{4} b$, so daß $\beta \sim 63°\ 25'$).

Bei Kraus- oder Kammwalzen mit wenigen Zähnen findet sich

$$b = 5\, t,\ t_0 = 1{,}75\, t, \text{ demnach } \beta = 55°.$$

c) Kegelräder.

Sind in Fig. 80 (S. 128) $m\, a_1$ und $m\, a_2$ die unter dem Winkel α sich schneidenden Achsen zweier miteinander in Eingriff stehender Kegelräder, so erhält man eine zweckmäßige Verzahnung unter Zugrundelegung sogenannter Ergänzungskegel $a_1 b c_1$ und $a_2 b c_2$, deren Erzeugende $a_1 b$ und $a_2 b$ senkrecht auf der Erzeugenden $b m$ der Grundkegel stehen, durch Abwicklung derselben in der Fig. 80 ersichtlichen

Weise. Die Zähne sind abgestumpfte Pyramiden, deren gemeinschaftliche Spitze in m liegt.

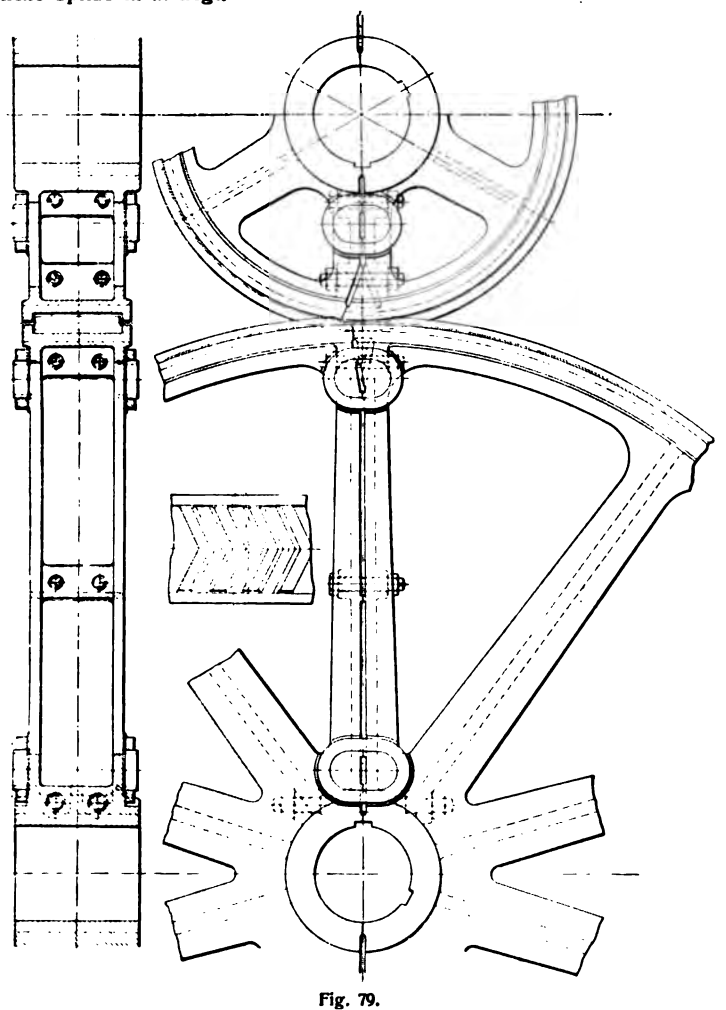


Fig. 79.

Teilung und Zahnstärke werden auf den wirklichen Teilkreisen, unter denen die an den Grundflächen der Grundkegel liegenden Verhältniskreise mit den Halbmessern r_1 und r_2 zu verstehen sind, die

Zahnlänge in der Richtung $a_1 a_2$, die Zahnbreite in der Richtung $b\,m$ gemessen.

Die Berechnung der Zahnstärke erfolgt für die mittleren Teilkreise mit den Halbmessern R_1 und R_2 mittelst der Beziehung

$$2\pi R = z\,t.$$

Die Zahnstärke ist in den äußeren Teilkreisen im Verhältnis $\frac{m\,b}{m\,d}$ größer, in den inneren Teilkreisen im Verhältnis $\frac{m\,c}{m\,d}$ kleiner als in der Mitte. Ist der Winkel α ein rechter, so werden die beiden Räder auch Winkelräder genannt.

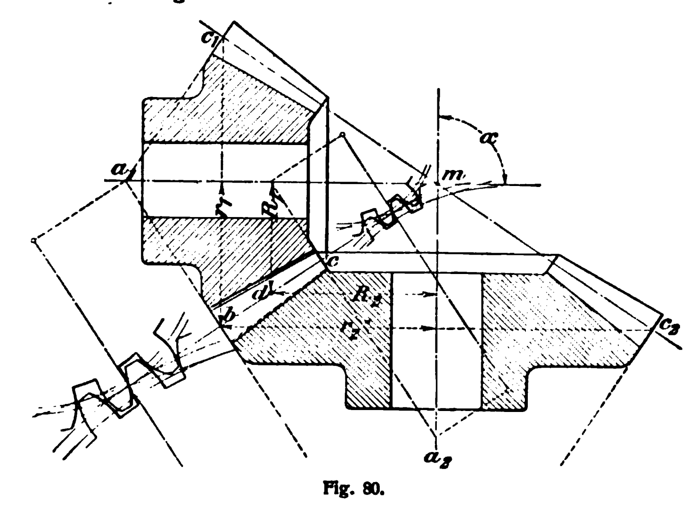


Fig. 80.

Kegelräder sind als Einzelräder mit Cykloiden- oder Evolventenverzahnung zu konstruieren.

Der verhältnismäßige Arbeitsverlust durch Zahnreibung beträgt

$$\mathfrak{V} = \pi\mu \sqrt{\frac{1}{z_1^2} + \frac{1}{z_2^2} + \frac{2\cos\alpha}{z_1 z_2}} \cdot \frac{\tau}{2},$$

unter τ die Eingriffdauer und unter α den Winkel verstanden, den die Achsen der beiden Räder, deren Zähnezahlen z_1 und z_2, miteinander bilden.

d) Zahnräder für sich kreuzende Wellen.

Derartige Räder erhalten als Grundform das Hyperboloid oder den Cylinder.

1. Hyperbolische Räder.

Wegen ihrer bedeutenden Arbeitsverluste infolge der in Richtung der Zahnflanken auftretenden Reibung sind die hyperbolischen Räder zur Über-

tragung von mechanischer Arbeit wenig geeignet; sie finden aber zur Fortpflanzung von Bewegung in einzelnen Fällen vorteilhafte Verwendung.

Das hyperbolische Rad besteht wie jedes konische Rad — allerdings nur annäherungsweise, aber für die praktische Ausführung bei einigermaßen hoher Zähnezahl genau genug — aus einem abgestumpften Kegel (in Wirklichkeit aus einem Hyperboloid) als Grundkörper und aus konischen Zähnen, die, anstatt gerade, unter einem gewissen Winkel schief auf dem Mantel des ersteren sitzen.

Zur Anfertigung eines solchen Rades ist demnach nur erforderlich, den konischen Grundkörper, ferner die Form der Zähne und den Winkel, unter dem sie auf dem Mantel aufgesetzt oder herausgeschnitten werden, zu ermitteln.

Teilt man den Winkel α (Fig. 81), unter dem sich zwei im Raume liegende Wellen I und II schneiden, durch eine Linie op derart, daß die von einem ihrer Punkte k auf die Wellenachsen gefällten Lote $k\,l_1 = \rho_1$ und $k\,l_2 = \rho_2$ sich umgekehrt wie die Umdrehungszahlen der miteinander in Eingriff stehenden Räder verhalten, dann ist op die gemeinsame Berührungslinie (Erzeugende) der Hyperboloide

Aus Fig. 81 folgt, wenn n_1 und n_2 die minutlichen Umdrehungszahlen, z_1 und z_2 die Zähnezahlen der betreffenden Räder bedeuten,

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2}$$

und für die Kehlkreishalbmesser $c\,d = r_1$ und $c\,e = r_2$

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{\operatorname{tg}\beta_1}{\operatorname{tg}\beta_2}.$$

Nun ist

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{n_2 \sin\alpha}{n_1 + n_2\cos\alpha},$$

somit

$$\beta_2 = \alpha - \beta_1,$$

ferner, wenn a die kleinste Entfernung zwischen den beiden Wellen (das Achsenlot) bedeutet,

$$r_1 = a\,\frac{n_2^2 + n_1 n_2 \cos\alpha}{n_2^2 + 2\,n_1 n_2\cos\alpha + n_1^2},$$

demnach

$$r_2 = a - r_1.$$

Die Halbmesser R_1 und R_2 der Verzahnungsmittelkreise der Hyperboloide ergeben sich nach Fig. 82 und 83 als Hypotenusen zu den Katheten ρ_1 und r_1 bezw. ρ_2 und r_2 zu

$$R_1 = \sqrt{\rho_1^2 + r_1^2} \text{ bezw. } R_2 = \sqrt{\rho_2^2 + r_2^2}.$$

Für die Winkel β_1 und β_2 findet sich auch

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{z_1\sin\alpha}{z_2 + z_1\cos\alpha} \text{ und } \operatorname{tg}\beta_2 = \frac{z_2\sin\alpha}{z_1 + z_2\cos\alpha}.$$

Wenn $\alpha = 90^0$, so ist

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{z_1}{z_2};\; r_1 = a\,\frac{n_2^2}{n_1^2 + n_2^2};\; r_2 = a\,\frac{n_1^2}{n_1^2 + n_2^2}.$$

Unter Zugrundelegung der vorstehenden Gleichungen lassen sich die Hyperboloide konstruieren.

Die Zahnbreite wird auf der Berührungslinie $o\,p$ (Fig. 81) aufgetragen, womit sich die Projektionsgeraden der äußeren und inneren Hyperboloidkreise für jedes Rad ergeben.

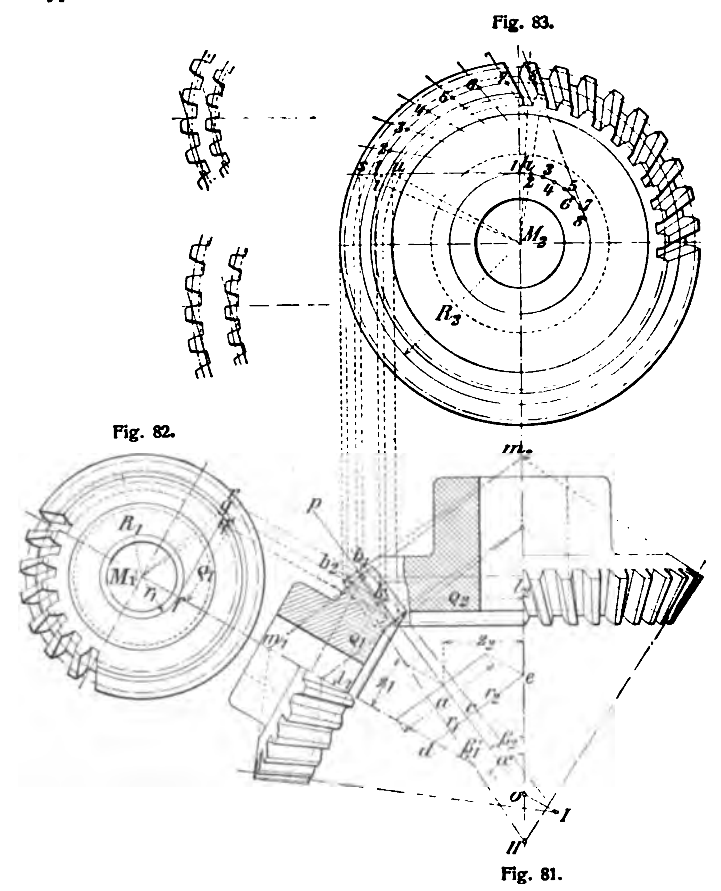


Fig. 83.

Fig. 82.

Fig. 81.

Für die äußere Verzahnung zieht man dann senkrecht zur gemeinsamen Berührungslinie die Gerade $m_1\,m_2$ und betrachtet m_1 und m_2 als Spitzen zweier Ergänzungskegel, auf deren abgewickelten Mänteln die Verzahnung wie für Kegelräder mit den Halbmessern $m_1\,b_1$ und $m_2\,b_2$ konstruiert wird. Das gleiche geschieht für die innere Verzahnung.

R e c h n u n g s v o r g a n g. Sind zur Konstruktion zweier hyperbolischer Räder die zu übertragende Kraft P, das Achsenlot a, die Umdrehungszahlen n_1 und n_2 und der Winkel α gegeben, unter dem sich die beiden Achsen der Räder kreuzen, so bestimmt man zunächst aus

$$P = c\,b\,t_1 = c\,\psi\,t_1^2 \text{ (Gl. 10, S. 112)}$$

die mittlere Teilung t_1 des einen Rades. Nun wählt man die Zähnezahlen z_1 und z_2 und berechnet den mittleren Halbmesser R_1 des Hyperboloides aus der Beziehung

$$2\,R_1\,\pi = z_1\,t_1.$$

Hierauf verschafft man sich mit Hilfe von a in der aus Fig. 81 ersichtlichen Weise die Kehlkreishalbmesser r_1 und r_2 der beiden Hyperboloide und findet dann

$$\rho_1 = \sqrt{R_1^2 - r_1^2};$$

ρ_2 erhält man aus der Gleichung

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{z_1}{z_2} \text{ zu } \rho_2 = \frac{z_2}{z_1}\,\rho_1, \text{ somit}$$

$$R_2 = \sqrt{\rho_2^2 + r_2^2} \text{ und } t_2 = \frac{2\,R_2\,\pi}{z_2}.$$

Bei der Aufzeichnung der Räder verfährt man in folgender Weise: Nach Berechnung von t_1 und R_1 und Ermittlung von r_1 und r_2 schlägt man mit R_1 und r_1 Kreise um M_1 und errichtet in f das Lot zu I, so daß $fg = \rho_1$ wird. Hierauf zieht man durch g eine Parallele zu I, die op in k schneidet, und fällt von k auf I und II die Lote $k\,l_1$ und $k\,l_2$. Schlägt man nun um M_2 den Kreis mit r_2, errichtet in h das Lot zu II und zieht durch k die Parallele zu II, die das Lot in i schneidet, so ist $M_2\,i = R_2$.

Trägt man auf op von k nach beiden Seiten die halbe Zahnbreite auf und zieht durch die so erhaltenen Punkte Parallelen zu I und II, die fg bezw. hi in q und r bezw. in s und u treffen, so sind $M_1\,q$ und $M_1\,r$ bezw. $M_2\,s$ und $M_2\,u$ die äußeren und inneren Teilkreishalbmesser der beiden Räder.

2. Schraube (Schnecke) und Schraubenrad.

Ist in Fig. 84 $m_1\,m_2$ die eine, $n_1\,n_2$ die andere der beiden sich rechtwinklig kreuzenden Achsen, so muß bei einer Drehbewegung der ersteren, welche die Schraube trägt, der mit eingreifendem Muttergewinde versehene Radkörper sich um seine Achse $n_1\,n_2$ drehen. Schneidet man das Rad in seiner Mittelebene senkrecht zur Achse, so bietet das Getriebe in seinen Eingriffverhältnissen das Bild einer Zahnstange mit zugehörigem Stirnrade. Es läßt sich hiernach die Verzahnung für die Mittelebene des Rades aufzeichnen und daraus das Gangprofil der Schraube bestimmen. In der Regel werden die Zahnprofile als Evolventen ausgeführt.

Das Gangprofil der Schraube ist für die ganze Länge derselben unveränderlich. Bei dem Schraubenrade ist dieses bezüglich der Zahnform zumeist nicht der Fall. Für untergeordnete Zwecke — mäßige Geschwindigkeiten, kleinen Zahndruck etc. — kommen Schraubenräder mit im Steigungswinkel der Schneckengänge schrägstehenden g e r a d e n

Zähnen zur Anwendung (Fig. 85), deren Anlage an die Schneckengänge aber nur gering ist. Erst bei fortschreitender Abnutzung der Zähne im Betriebe bilden sich größere Anlageflächen. Anstatt schrägstehend

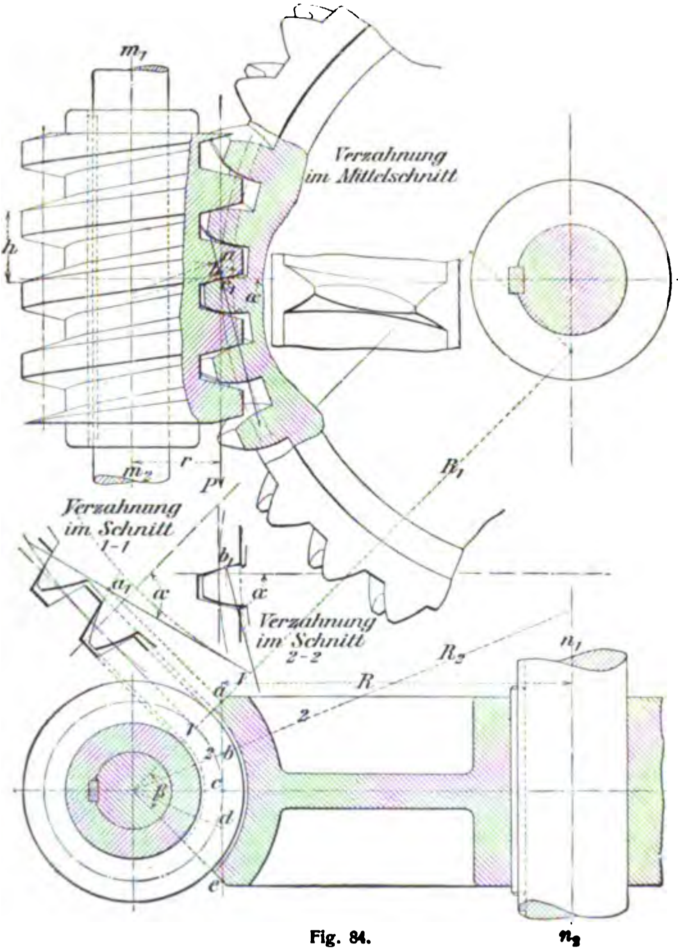


Fig. 84.

gerade können die Zähne auch schraubenförmig gewunden auf dem Grundcylinder der Räder sitzen.

In bei weitem ausgedehnterem Maße kommen im Maschinenbau Schneckenräder mit **konkaven** Zähnen (Fig. 86) zur Anwendung. Bei

diesen können Zahndruck sowohl als die Reibungsarbeit sich über hinlänglich große Anlageflächen verteilen, womit Abnutzungen und über-

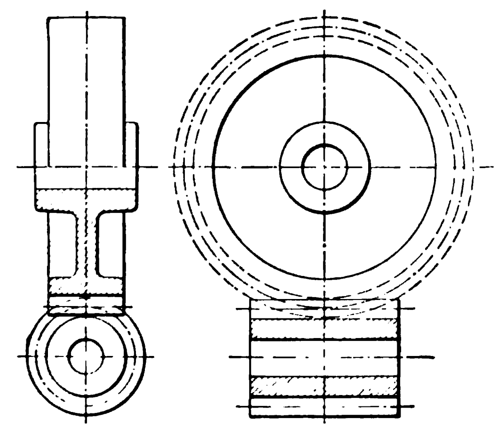


Fig. 85.

mäßige Erwärmungen nach Möglichkeit vermieden werden. Für sorgfältige Ausführungen sind derartige Schraubenräder mittelst kegelförmiger,

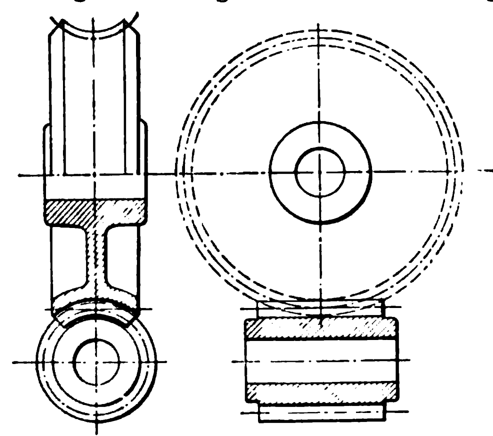


Fig. 86.

hinterdrehter Fräser zu verzahnen, deren Gewindeprofil demjenigen der Lücke für das Rad entspricht. Für gegossene Schneckenräder muß der Herstellung des Modelles eine möglichst genaue Aufzeichnung der Verzahnung vorausgehen (s. Fig. 84).

Begnügt man sich mit der Aufzeichnung von drei Zahnprofilen — entsprechend einem mittleren Schnitt und zwei radial gegen die Schraubenachse gerichteten Schnitten 1—1 und 2—2 —, so sind *a*, *b* und *c* die der Zahnkonstruktion zu Grunde zu legenden Teilkreispunkte. Dieselben fallen im Querschnitte des Rades in eine zur Achse desselben parallele Linie, deren Abstand von der letzteren mit *R* bezeichnet ist. (Die den Teilkreispunkten *e* und *d* dieser Linie entsprechenden Zahnprofile sind denjenigen der Punkte *a* und *b* kongruent.)

Die Verzahnung im Mittelschnitt ist nach Obigem zu konstruieren wie für eine Zahnstange mit zugehörigem Stirnrade vom Halbmesser *R*. Für Evolventenverzahnung ist durch den Punkt c_1 die Eingrifflinie unter dem Winkel α (gewöhnlich $= 75^0$) zu legen und diese von dem sie berührenden Grundkreise abzuwickeln.

Als Halbmesser für die Teilkreispunkte *a* und *b* nimmt man die Seiten R_1 und R_2 der die schrägen Radbegrenzungen berührenden Kegel und verfährt in gleicher Weise.

Den Centriwinkel β pflegt man etwa 90^0 zu nehmen. Die Zahnbreite, gemessen als Bogen am Fuße der Radzahnflanke im Querschnitte des Zahnkranzes, kann 2,5 *t* gewählt werden.

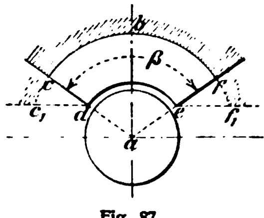


Fig. 87.

Um eine noch ausgedehntere Flächenberührung zwischen dem Schneckengewinde und den Radzahnflanken zu gewinnen, empfiehlt Stribeck, bei stark belasteten Schraubengetrieben den Centriwinkel β möglichst groß zu machen und ferner das innerhalb desselben liegende sog. Zahnfeld *b c d e f* (Fig. 87) weiter bis auf die Umgrenzung $b\,c_1\,d\,e\,f_1$ auszudehnen. In diesem Falle endigen die Zähne auf beiden Seiten in einer Cylinderfläche.

Nach den von Ernst angestellten eingehenden Untersuchungen über die Eingriffverhältnisse der Schneckengetriebe etc. ist der Centriwinkel β so reichlich, als es die Rücksicht auf die Vermeidung zu spitzer Zahnformen in den Schnitten fordert, die durch die Punkte *d* und *e* bestimmt sind, zu wählen. Die Begrenzung der Zahnköpfe nach $d\,c_1$ und $e\,f_1$ vergrößert das sog. Eingrifffeld[1]) des Zahnes und der Schraube etwas, aber meist nicht erheblich. Für wichtigere Schraubengetriebe ist nach dem von Stribeck und Ernst angegebenen Verfahren mindestens das Eingrifffeld der Schraube im Grundriß und das des Radzahnes im Aufriß zu zeichnen. Der Grundriß des Schraubeneingrifffeldes gibt Aufschluß über die erforderliche Ausführungslänge der Schraube.

Im allgemeinen liefern nach Ernst Evolventenschnecken bei 0,25 *t* Kopfhöhe für Räder mit mindestens 28 Zähnen günstige Eingrifffelder für Gewindesteigungen bis zu 18^0 im Teilkreis und gestatten die Ausnutzung des größeren Wirkungsgrades der steilgängigen Schnecken ohne erhebliche Zunahme der spezifischen Pressung im Vergleich mit Schnecken von geringerer Steigung.

---

[1]) Hinsichtlich des Begriffes „Eingrifffeld“ ist auf die bezüglichen Berichte von R. Stribeck und Ad. Ernst in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1897, S. 936 bezw. 1900, S. 1229, zu verweisen.

In der zur Berechnung der Zähne allgemein benutzten Gleichung 10 (S. 112)

$$P = c\,b\,t$$

für den Zahndruck P, die Teilung t und die Bogenlänge b des Zahnes sinkt der zulässige Wert von c, der die spezifische Pressung zum Ausdruck bringt, innerhalb der vorstehenden Grenzen nur wenig mit zunehmender Schneckensteigung.

Man nimmt

$c =$ 18 bis 28 kg/qcm, wenn nur die Festigkeit in Betracht kommt;

$c =$ 8 bis 12 kg/qcm, je nach der Umdrehungszahl der Schnecke und unter der Voraussetzung ausreichender Schmierung, wenn die Abnutzung maßgebend ist.

Größere Steigungswinkel als 18^0 führen ebenso wie kleine Radzähnezahlen unter 28 schnell zu einer Abnahme des Eingrifffeldes und gestatten nach Maßgabe der Feldverkleinerung in der vorstehenden Gleichung für P nur entsprechend kleinere Werte von c, wenn die Lebensdauer des Getriebes bei häufiger Benutzung nicht darunter leiden soll.

Bezeichnet

P den Zahndruck des Schraubenrades in kg, am Hebelarm R wirkend (s. Fig. 84),

r den mittleren Schraubenhalbmesser in cm,

h die Ganghöhe der Schraube (für die eingängige Schraube $h = t$, für die m-gängige Schraube $h = m\,t$) in cm,

μ den Reibungskoeffizienten (bei guter Ölung $\sim 0{,}1$),

so ist das zum Drehen der Schraube (Schneckenwelle) erforderliche Moment nach Gl. 6, S. 82 (mit einem Zuschlag von 10% für die Reibung in den Lagern der Schraube) in cmkg

$$M_d = 1{,}1\,P\,r\,\frac{h + 2\,r\,\pi\,\mu}{2\,r\,\pi - h\,\mu}.$$

Das **Übersetzungsverhältnis** beträgt bei eingängiger Schraube und z Zähnen des Schraubenrades $1:z$, bei m-gängiger Schraube $m:z$.

Der verhältnismäßige Arbeitsverlust durch **Zahnreibung** kann gesetzt werden

$$\mathfrak{V} = \frac{\pi\,\mu}{z}\cdot\frac{\tau}{2},$$

worin τ die Eingriffdauer bedeutet.

Soll die Anordnung selbsthemmend sein, so ist (vergl. S. 82)

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{h}{2\,r\,\pi} = \frac{1}{10}$$

zu nehmen.

Sind Erschütterungen zu befürchten, z. B. bei Fahrstühlen, so muß für die Selbsthemmung $\operatorname{tg}\alpha$ noch geringer gewählt werden, — bis auf $\frac{1}{12}$ herab; der Wirkungsgrad sinkt hierbei auf $\eta \gtrless 0{,}4$.

In Bezug auf den letzteren gestalten sich die Verhältnisse bei Schrauben mit größerer Steigung günstiger als bei solchen von zwei- oder mehrfacher Gangzahl (vergl. „Schraubenflaschenzug mit Drucklagerbremse" von E. Becker).

Das beste Material für Schneckentriebe ist harte Phosphorbronze für das Rad und Stahl für die Schnecke; dann folgt Gußeisen für Rad und Stahl oder Gußeisen für die Schnecke. Stahlguß für Rad und Schnecke ist nur bei kleinen Geschwindigkeiten zulässig. Bei großen Geschwindigkeiten und Dauerbetrieb (Elektromotorenantrieb) empfiehlt es sich, Rad und Schnecke mit gefrästen Zähnen bezw. geschnittenem Gewinde zu versehen.

Schraube und Schraubenrad bilden ein Getriebe, welches in der Neuzeit für starke Kraft- und Geschwindigkeitsübersetzungen, insbesondere zur Minderung der hohen Geschwindigkeiten der Elektromotoren beim Antriebe von Hebemaschinen, Drehscheiben, Werkzeugmaschinen etc., vielfache Anwendung findet.

Fig. 88 zeigt ein Schneckengetriebe von Fr. Stolzenberg & Co., G. m. b H. in Berlin-Reinickendorf, wie es für Kraftübertragungen von 0,5 bis 25 PS geliefert wird.

Die Schraubenwelle läuft in mit Ringschmierung ausgestatteten Lagern aus Phosphorbronze, die aus geschmiedetem Siemens-Martinstahl gefertigte Schraube selbst in einem Ölbade. Der in der Schraubenwelle wirkende Achsialdruck wird behufs Verminderung der Reibungswiderstände auf Kugelbundringe übertragen, die, je nachdem das Getriebe in Rechts- oder Linkslauf oder umsteuerbar in beiden Richtungen zu arbeiten hat, auf einer oder an beiden Seiten angeordnet werden.

Jeder Kugelbundring besteht aus zwei ringförmigen, miteinander verschraubten Scheiben mit zwischenliegenden Kugeln, die in Rinnen glasharter Stahlplatten laufen; da die Kugeln mit den Scheiben ein Ganzes bilden, sind sie gegen Zerstreuen gesichert und bequem in die Laufbahn einzubringen. Jedes Kugellager ist für sich mit einem Ölbehälter ausgestattet, aus dem der Kugelhalterring das Schmiermaterial den Kugeln und den Laufbahnen zuführt. Zur Aufnahme des Achsialdruckes der Schraubenradwelle sind Laufringe aus gehärtetem Stahl vorgesehen. Das Schraubenrad ist aus Phosphorbronze hergestellt.

Behufs Nachstellung der Kugellager bei eintretender Abnutzung ist die Schraubenwelle je mit einem Gewinde versehen, über welches eine mittelst Druckschraube und Klemmplatte gesicherte Mutter greift.

Das Fig. 88 ersichtliche Getriebe dient zur Übertragung von 5 PS mit 800 minutlichen Umdrehungen. Die Schraube hat dreifaches Rechtsgewinde, 103,68 mm Steigung und 87 mm Teilkreisdurchmesser, das Schraubenrad 30 Zähne, 34,56 mm (11 π) Teilung und 330 mm Teilkreisdurchmesser. Zur Aufnahme von Kupplungen, Rädern etc. sind die Enden der Schrauben- und Schraubenradwelle mit Keilen versehen.

Ein Schneckengetriebe mit Ringschmierung und Kugellager zur Übertragung von 10 PS mit 1200 minutlichen Umdrehungen nach Ausführung von Otto Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau zeigt Fig. 89. Die für Rechts- und Linksgang der Schraubenwelle erforderlichen beiden Kugellager sind nachstellbar auf der einen Seite des Gehäuses angeordnet, während die andere Seite desselben durch einen mit Stopfbüchse versehenen Deckel geschlossen ist. Die aus gehärtetem Stahl bestehende Schraube hat vierfaches Rechtsgewinde, 100,4 mm Steigung und 65 mm Teilkreisdurchmesser, der aus Bronze gefertigte, auf dem zweiteiligen Radkörper befestigte Kranz 72 Zähne, 25,1 mm (8 π) Teilung und 576 mm Teilkreisdurchmesser.

[1]) Die Schraubenwelle dürfte in Fig. 88 und 89 vielleicht besser oben, nicht unten, wo die Schraube im Schmutz liegt, anzuordnen sein!

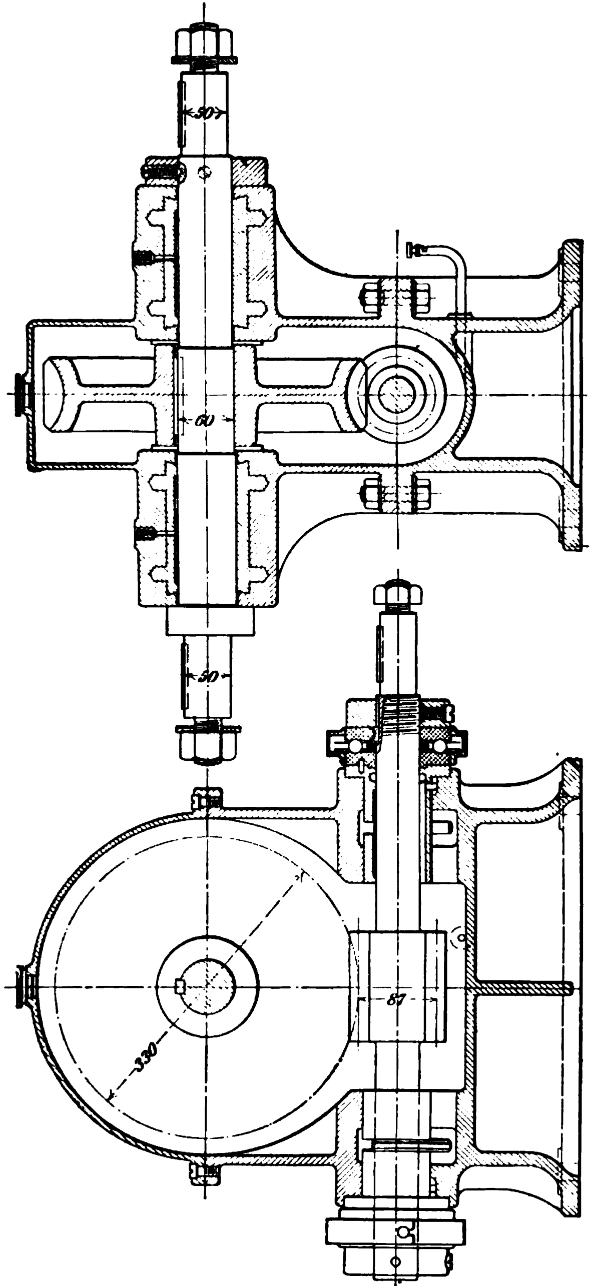


Fig. 88.

Der in der Schraubenwelle wirkende Achsialdruck kommt in Wegfall, wenn durch Einschaltung eines zweiten Schneckengetriebes ein entsprechender Gegendruck erzeugt wird.

Bei der Fig. 90 ersichtlichen Abbildung eines solchen Triebwerkes für kleinere Kräfte von Fr. Stolzenberg & Co., G. m. b. H. in Berlin-Reinickendorf, sind auf der Antriebwelle *a* zwei in Teilung, Steigung und Durchmesser gleiche Schrauben a_1, a_2, die eine rechts-, die andere linksgängig, angeordnet, die mit zwei cylindrischen Schrauben-

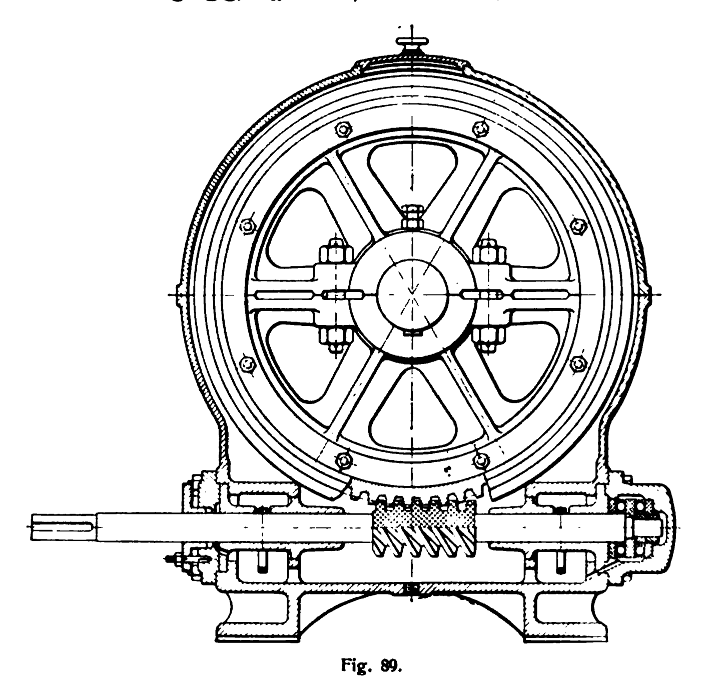


Fig. 89.

rädern b_1, b_2 mit geraden Zähnen in Eingriff stehen. Letztere greifen ebenfalls unmittelbar ineinander. Die Abmessungen des auf der getriebenen Welle sitzenden Rades sind dem Übersetzungsverhältnis entsprechend zu wählen; das Gegenrad kann eine beliebige Anzahl von Zähnen erhalten. Da bei dieser Teilung und Kupplung die beiden Räder mit ihren Schnecken nur je die Hälfte der Belastung eines unter gleichen Umständen arbeitenden einfachen Schneckengetriebes erhalten und die in Richtung der Schneckenwelle wirkenden Achsialdrucke sich gegenseitig aufheben, werden die Reibungsverluste erheblich vermindert.

Das Fig. 90 ersichtliche Triebwerk hat eingängige Schnecken von 9,452 mm Steigung und 36 mm Teilkreisdurchmesser; die Räder haben 54 bezw. 27 Zähne.

Für größere Kräfte kommen Schraubenräder mit konkaven Zähnen zur Anwendung, die je inmitten eines Stirnräderpaares angeordnet sind. Durch Ineinandergreifen der letzteren werden die in der Schraubenwelle

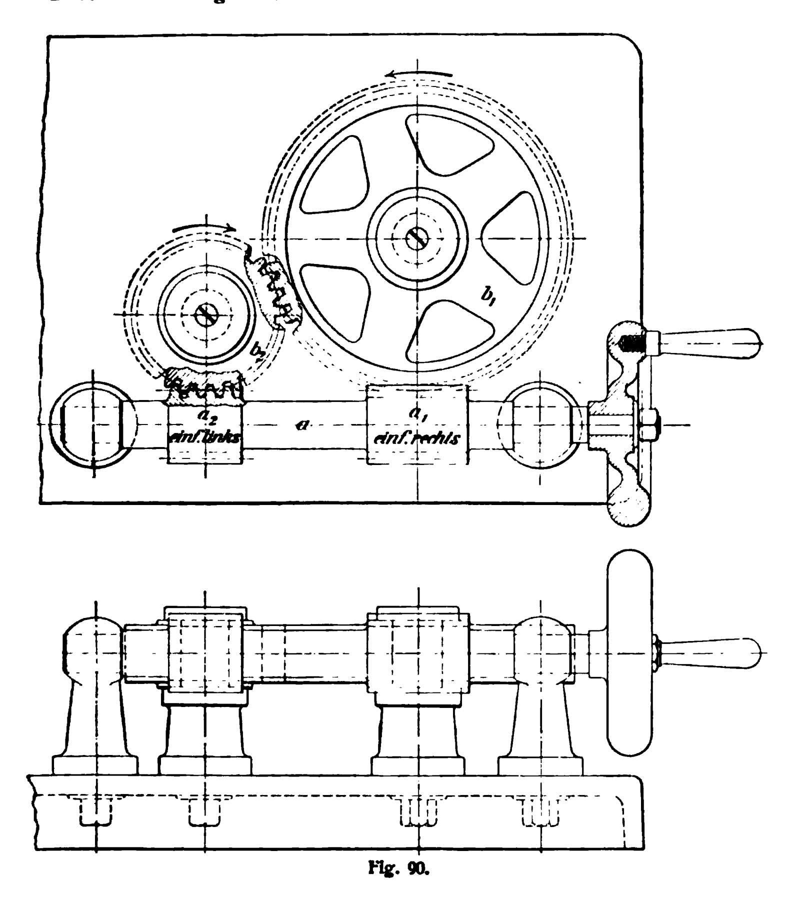


Fig. 90.

wirkenden Achsialdrucke aufgehoben; auch erhalten dieselben ebenfalls nur die Hälfte derjenigen Belastung, die ein einfaches Schneckengetriebe aufzunehmen hat.

Das unter der Bezeichnung „Grissongetriebe", von dem Grissonwerke Niedersedlitz i. S. ausgeführte Zahnrädervorgelege für große Übersetzungsverhältnisse bei verhältnismäßig geringen Achsenabständen besteht aus einem auf einer Welle m (Fig. 91) mittels Nut

und Feder befestigten Daumenrade und einem auf der Welle *n* festgekeilten Rollenrade *s*. Bei den normalen Ausführungen trägt das Daumenrad auf seiner Nabe zwei um 180° zueinander versetzte, in zwei verschiedenen Ebenen liegende, sichelförmige Zähne (Daumen) *a* und *b*. Das Rollenrad besteht aus drei Kranzscheiben, zwischen denen auf Bolzen drehbar gelagerte Rollen in gleichen Abständen auf

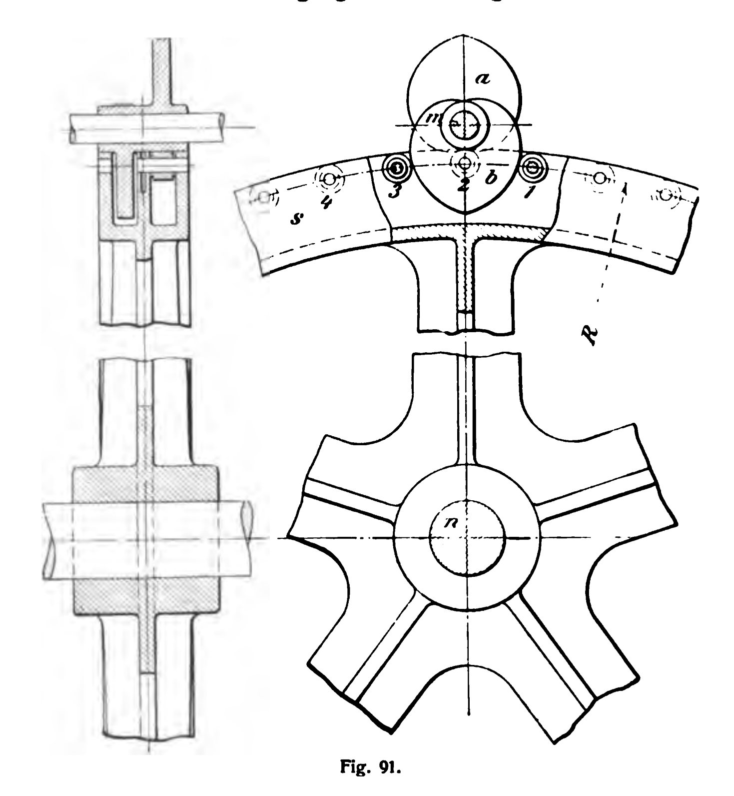


Fig. 91.

dem Kreise vom Durchmesser 2 *R* (im vorliegenden Falle = 999 mm) angeordnet sind, und zwar in jeder Ebene 30 unter Versetzung um die halbe Rollenteilung, — entsprechend einem Übersetzungsverhältnis 1 : 30.

Bei Linksdrehung der Welle *m* des aus gehärtetem Stahl gefertigten Daumenrades — entgegengesetzt dem Drehsinne des Uhrzeigers — wirkt der Daumen *b* zunächst auf die Rolle 1, sodann der Daumen *a* auf die Rolle 2; nach weiterer Drehung der Welle *m* kommt der Daumen *b* gegen die Rolle 3 zu liegen u. s. w. Bei einer vollen Umdrehung der Daumenwelle gelangt die Rolle 3 in die Lage der Rolle 1 und die

Rolle 4 in die Lage der Rolle 2; es legt somit ein Punkt des Rollenkreises vom Halbmesser R einen Weg gleich der Rollenteilung zurück.

Die Bolzen sind an einem Ende in der Wandung des Rollenrades durch eine Splintsicherung festgehalten und am Drehen verhindert; die frei drehbaren Rollen sind mit einer Centralschmierung versehen.

In einer von der Erbauerin der Grissongetriebe herausgegebenen Preisliste finden sich Angaben über die Hauptabmessungen derselben für Übersetzungen von 1:5 bis 1:30 und für übertragbare Leistungen von 0,5 bis 150 PS. Die Durchmesser der Daumenwellen schwanken hierbei zwischen 10 und 100 mm, diejenigen der Rollenräder zwischen 110 und 3720 mm, entsprechend Achsenabständen zwischen 66 und 1922 mm.

Das Fig. 91 ersichtliche Getriebe (Übersetzung 1:30) soll eine Leistung bis zu 2 PS übertragen; bei dem Durchmesser der Daumenwelle von 20 mm beträgt der Achsenabstand 527 mm. Die an den Kranzscheiben des Rades drehbar befestigten Rollen haben ebenfalls je 20 mm Durchmesser.

Um den Wirkungsgrad der Grissongetriebe bei verschiedenen Umdrehungszahlen und Belastungen festzustellen, führte E. Roser im Ingenieurlaboratorium der technischen Hochschule in Stuttgart bezügliche Versuche aus[1].

Es zeigte sich, daß der Wirkungsgrad bei gleichbleibender Umdrehungszahl mit zunehmender Belastung bis zu einer gewissen Grenze hin steigt, um dann wieder abzunehmen, derselbe ferner mit der Abnahme der Rollendurchmesser wächst und um so niedriger ausfällt, je höher die Umdrehungszahl der Daumenwelle gewählt wird.

Bei einem Getriebe (Übersetzung 1:20) mit Rollen von je 28 mm Durchmesser ergab sich z. B. bei der ermittelten Bremsleistung von 7,31 PS mit 649 Uml./min. der Wirkungsgrad zu 0,902, bei einer Bremsleistung von 0,86 PS mit 688 Uml./min. ein solcher von 70,9. Das wichtigste Ergebnis der Roserschen Untersuchungen besteht in der durch die Beziehung

$$Pn \leqq c$$

zum Ausdruck gebrachten Feststellung. In dieser Gleichung bedeutet P die zulässige mittlere Daumenkraft, n die zulässige minutliche Umdrehungszahl und c eine Konstante, für welche unter Verhältnissen, die denjenigen bei der angestellten Untersuchung gleichen oder doch angenähert gleichen, ferner je nachdem die Daumen aus schmiedbarem Stahl oder aus Stahlguß hergestellt sind, ein Wert unterhalb 274 000 bezw. 314 000 liegend einzusetzen ist (Die vorstehenden Zahlenwerte wurden für mittlere Daumenkräfte P festgestellt, die zur Zeit der Entstehung seitlichen Grates an den Daumen wirksam waren.)

Sofern die mittleren Daumenkräfte P den am Rollenrade wirkenden Umfangskräften P_1 proportional gesetzt werden können, gilt auch

$$P_1 n \leqq c_1;$$

hierbei ist c_1 in dem Verhältnis kleiner als c einzuführen, in dem P_1 sich kleiner als P ergibt.

Fig. 92 zeigt das zu einem Grissongetriebe (Übersetzung 1:25) für eine übertragbare Leistung bis zu 20 PS gehörige zweiteilige

[1] Vergl. E. Roser, Untersuchung des Grissongetriebes, Stuttgart 1901, A. Bergsträsser.

Rollenrad von 1700 mm äußerem Durchmesser und 140 mm Breite. Der Achsenabstand beträgt 884 mm, der Durchmesser der Daumenwelle und der im Rade drehbar gelagerten Rollen je 50 mm.

Bei dem Grissongetriebe kann die Übersetzung sowohl vom Schnellen ins Langsame wie auch umgekehrt erfolgen. Im ersteren Falle ist das Daumengetriebe z. B. unmittelbar auf der Welle eines Elektromotors, im zweiten Falle das Rollenrad z. B. unmittelbar auf

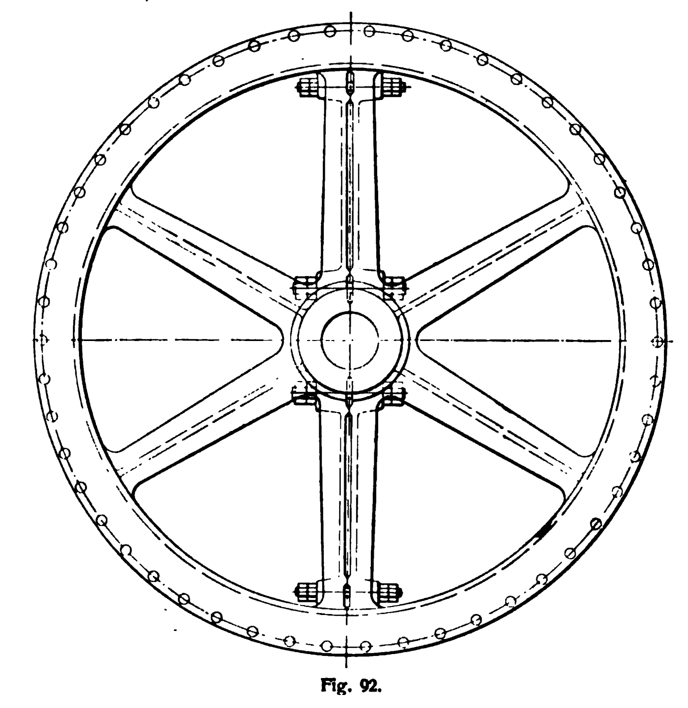


Fig. 92.

einer Wasserradwelle befestigt. Bei großen Geschwindigkeiten ist auf parallele und sichere Lagerung der Achsen besonders zu achten. Behufs hinreichender Schmierung der Getriebe sind dieselben von einem Ölkasten umgeben.

B. Reibungsräder[1]).

a) Cylindrische Reibungsräder für parallele Achsen.

Werden zwei mit glatten Umfängen ausgeführte cylindrische Räder (Fig. 93) derart in Berührung gebracht, daß dieselben sich in-

[1]) Vergl. F. Reuleaux, Der Konstrukteur, 4. Aufl., Braunschweig 1882 bis 1889, Fr. Vieweg & Sohn; ferner Ad. Ernst, Die Hebezeuge, 4. Aufl., Berlin 1903, Jul. Springer.

folge der durch den Anpressungsdruck Q hervorgerufenen Reibung μQ gegenseitig in Bewegung versetzen, so gilt für die mittelst eines solchen Räder- oder Scheibenpaares übertragbare Umfangskraft P

$$P \gtreqless \mu Q.$$

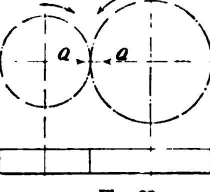


Fig. 93.

Der von dem Material und der Oberflächenbeschaffenheit abhängige Reibungskoeffizient μ kann gewählt werden

$\mu = 0{,}1$ bis $0{,}15$ bei Gußeisen auf Gußeisen,
$\mu = 0{,}15$ „ $0{,}20$ „ „ „ Papier,
$\mu = 0{,}20$ „ $0{,}30$ „ „ „ Leder,
$\mu = 0{,}20$ „ $0{,}50$ „ „ „ Holz.

Als am zweckmäßigsten hat sich herausgestellt, das treibende Rad mit dem weicheren Besatz zu versehen, damit beim Gleiten während des Antreibens keine Querrillen entstehen.

Die Räder nutzen sich um so schneller ab, je geringer unter sonst gleichen Verhältnissen die Breite derselben ist.

Nach Reuleaux kann ein sorgfältig abgedrehtes cylindrisches Räderpaar auf den Millimeter Radbreite $^1/_2$ kg Umfangskraft im dauernden Betriebe übertragen, wenn als Besatzmaterial Ahornholz, und $^3/_8$ bis $^1/_4$ kg, wenn Pappel- oder Tannenholz verwendet wird.

Dies gibt für Besatz mit Ahornholz auf Gußeisen

$$b = 2P = \frac{150\,N}{v}\ \text{mm},$$

wenn N die Anzahl der zu übertragenden PS und v die Umfangsgeschwindigkeit der Räder in m bedeutet. Für v kann gesetzt werden

$$v = \frac{2\,r\,\pi\,n}{60 \cdot 1000}$$

(n = minutliche Umdrehungszahl des treibenden Rades vom Halbmesser r in mm).

Hieraus folgt

$$b = \frac{1\,432\,395}{r}\,\frac{N}{n}\ \text{mm},$$

demnach

$$r = \frac{1\,432\,395}{b}\,\frac{N}{n}\ \text{mm}.$$

Es soll ferner die Umfangskraft auf den Millimeter Radbreite höchstens betragen

bei Gußeisen auf Gußeisen $p = \frac{P}{b} = 2$ bis 3 kg,
„ Leder „ „ $p = 0{,}15$ bis $0{,}25$ kg,
„ Papier „ „ $p = 0{,}15$ kg.

Die Reibungsräder mit cylindrischem Umfange liefern nur eine geringe Kraftübertragung bei verhältnismäßig großem Anpressungsdruck. Bei größeren Kraftübertragungen verwendet man sogenannte Keilräder, deren Kranzprofile keilförmig ineinander greifen (Fig. 94).

Bezeichnet

N die normale Pressung der Keilflächen jeder Seite,

2α den Keilnutenwinkel,

dann ist

$$P \gtreqless 2\mu N.$$

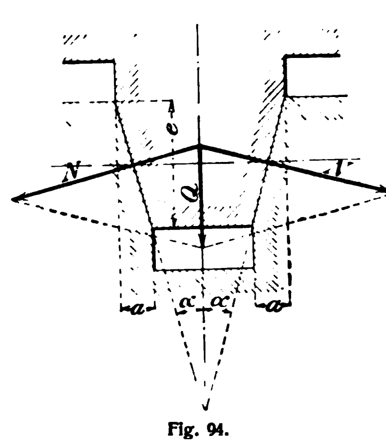


Fig. 94.

Zur Bestimmung von N ist zu beachten, daß die nutzbar gemachte Umfangskraft μN einerseits als Reibungswiderstand auftritt, anderseits sich dem Eindringen der Keile ineinander entgegensetzt, und daß demnach

$$Q = 2(N \sin\alpha + \mu N \cos\alpha)$$

und

$$N = \frac{Q}{2(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)}.$$

Hieraus folgt

$$P \gtreqless \frac{\mu Q}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha} = Q\mu_1 \quad \mathbf{14}$$

In der Regel wird bei Gußeisen auf Gußeisen $2\alpha = 30^0$ gewählt; damit folgt, sofern $\mu = 0,1$ gesetzt wird,

$$\mu_1 = \frac{0,1}{0,26 + 0,1 \cdot 0,96} = 0,28,$$

demnach

$$P \gtreqless 0,28\, Q$$

und umgekehrt

$$Q \gtreqless \sim 3,5\, P.$$

Im Verhältnis $\mu_1 : \mu = 1 : 0,356$ wird der zur Übertragung einer bestimmten Kraft P nötige Anpressungsdruck Q bei Keilrädern geringer ausfallen als bei cylindrischen Reibungsrädern.

Ein Nachteil (u. zw. die Ursache starker Abnutzung und unter Umständen auch zu starker Erwärmung) ist bei Keilrädern, daß nur in einem cylindrischen Schnitte durch jeden Kranz — dem Berührungspunkte der Teilkreise entsprechend — ein Rollen stattfinden kann. Dieser Fehler wird um so kleiner, je kleiner die Kopflängen e (Fig. 94) der Keile im Verhältnis zu den zugehörigen Radhalbmessern sind. Man nimmt $e = 1,0$ bis $1,2$ cm.

Damit der Flächendruck $k_0 = \frac{Q}{2a}$ auf das Centimeter Länge der gemeinsamen Berührungslinie beider Räder einen zulässigen Betrag nicht überschreitet, macht man die Räder mehrspurig.

Für z Rillen gilt

$$Q \gtreqless 2\, a\, k_0\, z.$$

Unter Berücksichtigung der Gl. 14 folgt hieraus

$$P \gtreqless 2\, a\, k_0\, \mu_1\, z$$

und mit $\alpha = 15^0$ (Gußeisen auf Gußeisen), $\mu = 0{,}1$, $e = 1$ cm — folglich $\mu_1 = 0{,}28$ und $a = 1 \operatorname{tg} 15^0 = 0{,}27$

$$Q \gtreqless 0{,}54\, k_0\, z \text{ bezw.}$$
$$P \gtreqless 0{,}15\, k_0\, z.$$

Für gutes Material und bei sorgfältiger Herstellung der Rillen kann gesetzt werden

$$k_0 = 120 \text{ bis } 150 \text{ kg/qcm}.$$

Mit dem Mittelwert $k_0 = 135$ kg/qcm wird

$$P \gtreqless 20\, z.$$

Meist wählt man 3 bis 5 Keilrillen. Den Wirkungsgrad der Keilräder schätzt Ernst für Entwürfe $\eta = 0{,}88$ bis $0{,}90$.

b) Kegelförmige Reibungsräder für sich schneidende Achsen.

Derartige Reibungsräder werden in der Regel mit glatten Umfängen ausgeführt.

Mit Bezug auf Fig. 95 und unter Beibehaltung der bei cylindrischen Reibungsrädern gebrauchten Bezeichnungen gilt auch hier

$$P \gtreqless \frac{\mu\, Q}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha},$$

worin α den halben Winkel an der Spitze des kleineren Kegels bedeutet.

Der Winkel α kann jedoch hier nicht beliebig gewählt werden, sondern er ist durch das Übersetzungsverhältnis $\operatorname{tg} \alpha = r : R$ gegeben.

Für $\operatorname{tg} \alpha = 1 : 4$ oder $\alpha = \sim 14^0$ folgt mit $\mu = 0{,}1$

$$P \gtreqless 0{,}3\, Q \text{ und } Q \lesseqgtr 3{,}3\, P$$

und für $\operatorname{tg} \alpha = 1 : 6$ oder $\alpha = \sim 10^0$

$$P \gtreqless 0{,}36\, Q \text{ und } Q \lesseqgtr 2{,}8\, P.$$

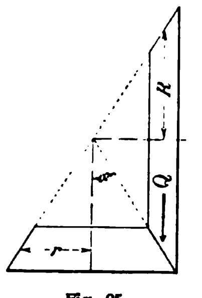


Fig. 95.

Unter diesen Verhältnissen arbeiten die glatten Kegelräder demnach mindestens so günstig wie cylindrische Keilräder; sie erfordern einen um so geringeren Anpressungsdruck Q, je größer das Übersetzungsverhältnis ist; anderseits wächst der erstere mit der Abnahme des letzteren.

Für $\operatorname{tg} \alpha = 1 : 1$, d. i. $\alpha = 45^0$, sinkt mit $\mu = 0{,}1$ die übertragbare Umfangskraft auf

$$P \gtreqless 0{,}14\, Q$$

und hierfür folgt $Q \lesseqgtr 6{,}5\, P$, also unbequem groß.

Den Wirkungsgrad für glatte Kegelrädervorgelege mit der Übersetzung 1 : 4 bis 1 : 6 schätzt Ernst für Entwürfe $\eta = 0{,}85$ bis $0{,}92$.

Fig. 96 und 97 zeigen ein größeres und ein kleineres kegelförmiges Reibungsrad mit Holzbesatz, Fig. 98 einen Kegel mit Besatz aus Papier

(Leder), das in Form von Scheiben über die Hülse *a* geschoben, sodann festgepreßt und abgedreht worden ist.

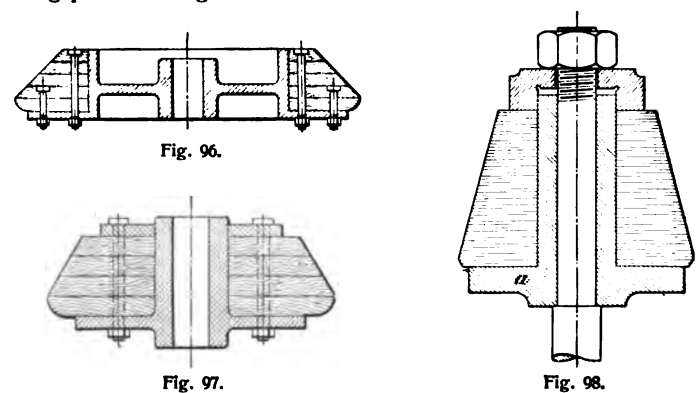


Fig. 96.

Fig. 97.

Fig. 98.

c) Kegelförmige Reibungstrommeln mit losem Riemenkranz für veränderliche Übersetzung.

Die Einrichtung eines derartigen, von Stevens herrührenden direkt wirkenden Reibungsvorgeleges des Eisenwerkes Wülfel in Wülfel vor Hannover zur Übertragung von ~ 2 PS bei 200 minutlichen Umdrehungen mittels eines 100 mm breiten Riemens zeigt Fig. 99. Die obere Trommel wird mittels Fest- und Losscheibe (oder auch nur durch eine gewöhnliche Riemenscheibe) angetrieben und überträgt ihre Bewegungen, je nach Stellung des losen Riemenkranzes, mit gleicher oder veränderlicher Geschwindigkeit auf die untere Trommel bezw. auf eine mit ihr auf gemeinsamer Welle sitzende Riemenscheibe. Die zur Bewegungsübertragung erforderliche Anpressung des Riemenkranzes erfolgt durch eine gemeinsame Welle mit Kettenrad und zwei Schnecken, die in Räder auf den Druckspindeln der unteren Trommellager mit Ringschmierung eingreifen. Durch ein Senken dieser Lager kann die Bewegungsübertragung unterbrochen werden. Der Riemenkranz läßt sich je nach der gewünschten Übersetzung durch eine Riementasche, zu deren Führung eine schräg liegende Stange dient, mittels Zugseils verschieben. Die Trommeln haben bei 740 mm Länge Durchmesser von 350 und 100 mm.

Die Stevensschen Reibungstrommeln finden in Nordamerika für Papier- und Spinnmaschinen, für Werkzeugmaschinen, Krane etc. Anwendung.

d) Besondere Anwendungsarten der Reibungsräder.

Für geringe Umfangskräfte wendet man zuweilen statt der kegelförmigen Reibungsräder ein Räderpaar an, bei dem ein Rad mit balliger Umfläche (sog. Diskusrad) mit einem Kegelrade zusammen arbeitet. Wie Fig. 100 ersichtlich, gewährt diese Anordnung noch den Vorteil,



Fig. 99.

daß man durch Verschieben des Diskusrades auf seiner Achse das Übersetzungsverhältnis verändern oder wechseln, das Räderwerk demnach auch als sogenanntes Wechselgetriebe benutzen kann. Die bequemste Form desselben wird erhalten, wenn man den Spitzenwinkel des Kegel-

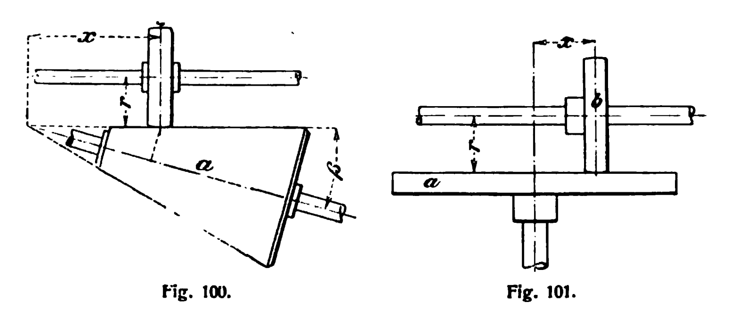


Fig. 100. Fig. 101.

rades $\beta = 180^0$ macht, wodurch dessen Umfläche in einen Plankegel übergeht (Fig. 101). Derartige Getriebe finden bei Leder als Besatzmaterial auf Gußeisen z. B. für elektrische Antriebe von Werkzeugmaschinen häufige Verwendung. Für das Übersetzungsverhältnis ergibt sich, wenn n und n_1 die Umdrehungszahlen des Plankegels a bezw. des Diskusrades b bezeichnen und letzteres um die veränderliche Größe x von der Achse des als treibend angenommenen Kegelrades entfernt liegt,

$$\frac{n_1}{n} = \frac{x \sin \beta}{r} \text{ bezw. } \frac{n_1}{n} = \frac{x}{r} \text{ (für } \beta = 180^0\text{)}.$$

Ist dagegen das Diskusrad b treibend und das Kegelrad a getrieben, so gilt, sofern nunmehr die Umdrehungszahl n dem Rade b zukommt.

$$\frac{n_1'}{n} = \frac{r}{x \sin \beta} \text{ bezw. } \frac{n_1'}{n} = \frac{r}{x} \text{ (für } \beta = 180^0\text{)}.$$

Durch feste Vereinigung zweier Planräder auf einer in ihrer Achsenrichtung verschiebbaren Welle und bei entsprechendem Spielraum

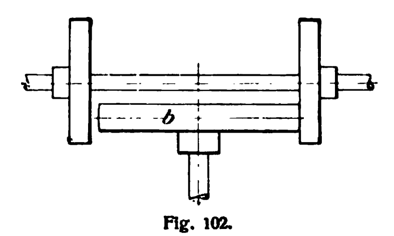


Fig. 102.

zwischen diesen Rädern und einem zugehörigen Diskusrade (Fig. 102) entsteht ein Wendegetriebe, bei dem das getriebene Rad in dem einen oder anderen Sinne eine Drehbewegung erhalten oder auch zum Stillstand gebracht werden kann.

Anwendung finden solche Getriebe z. B. bei Pressen, wo die Welle des getriebenen Diskusrades b als Schraubenspindel ausgebildet ist und die Vorrichtung nicht nur Wende-, sondern auch Wechselgetriebe wird. (Über Versuche, welche die Elsässische Maschinenbaugesellschaft in Grafenstaden mit einer Anzahl von Reibrädergetrieben anstellte, vergl. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1897, S. 1362.)

C. Riemen- und Seilbetrieb.

a) Spannungsverhältnisse.

Bei größerer Entfernung zweier miteinander zu verbindenden Wellen erfolgt die Bewegungsübertragung mittelbar durch ein geeignetes Zwischenorgan (Riemen, Seil etc.), welches zunächst als ein gewichtsloser, vollkommen biegsamer Faden gedacht sein möge, der um die auf den Wellen befestigten Scheiben oder Rollen geschlungen wird (Fig. 103).

Wird der Faden mit einer gleichmäßigen Spannung S_0 auf die ruhenden Scheiben gelegt, so ändert sich diese, sobald Bewegung eintreten und ein am Umfange der getriebenen Scheibe B wirkender Widerstand P überwunden werden soll. Bezeichnet S_1 die Spannung im ziehenden, S_2 diejenige im gezogenen Faden, so muß offenbar $S_1 > S_0$ bezw. $S_2 < S_0$ und für das Gleichgewicht

$$S_1 - S_2 = P$$

sein.

Fig. 103.

Nach den Gesetzen der Seilreibung auf Rollenumfängen ist

$$S_1 = S_2 e^{\mu \alpha},$$

worin α den vom Faden umschlungenen Bogen für den Halbmesser 1,
μ den Reibungskoeffizienten,
e die Grundzahl der natürlichen Logarithmen (s. S. 31)
bedeuten.

Hiermit folgt

$$S_2(e^{\mu \alpha} - 1) = P$$

und

$$\left.\begin{aligned} S_2 &= P \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1} \\ S_1 &= P \frac{e^{\mu \alpha}}{e^{\mu \alpha} - 1} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 15$$

Für das Verhältnis n des vom Faden umspannten Bogens zum ganzen Umfang ist $\alpha = 2 \pi n$.

Aus der umstehenden Tabelle ist $e^{\mu \alpha}$ für verschiedene Werte von n und μ, entsprechend den für Scheibe und Faden verwendeten Materialien etc. zu entnehmen.

Werte von $e^{\mu\alpha}$.

Verhältnis des umspannten Bogens zum Umfang $\frac{\alpha}{2\pi} = n$	Lederriemen auf Scheiben aus Holz: Zustand des Riemens etwas gefettet $\mu = 0,47$	Lederriemen auf Scheiben aus Gußeisen: sehr gefettet $\mu = 0,12$	Gußeisen: etwas gefettet $\mu = 0,28$	Gußeisen: feucht $\mu = 0,38$	Hanfseile auf Eisentrommeln $\mu = 0,25$	Hanfseile auf Holztrommeln $\mu = 0,4$	Hanfseile auf rauhem Holz $\mu = 0,5$	Hanfseile auf poliertem Holz $\mu = 0,33$
0,1	1,34	1,01	1,19	1,27	1,17	1,29	1,37	1,23
0,2	1,81	1,16	1,42	1,61	1,37	1,65	1,87	1,51
0,3	2,43	1,25	1,69	2,05	1,60	2,13	2,57	1,86
0,4	3,26	1,35	2,02	2,60	1,87	2,73	3,51	2,29
0,425	3,51	1,38	2,11	2,76	1,95	2,91	3,80	2,41
0,45	3,78	1,40	2,21	2,93	2,03	3,10	4,11	2,54
0,475	4,07	1,43	2,31	3,11	2,11	3,30	4,45	2,68
0,5	4,38	1,46	2,41	3,30	2,19	3,51	4,81	2,82
0,525	4,71	1,49	2,52	3,50	2,28	3,74	5,20	2,97
0,55	5,63	1,51	2,63	3,72	2,37	3,98	5,63	3,13
0,6	5,88	1,57	2,81	4,19	2,57	4,52	6,59	3,47
0,7	7,90	1,66	3,43	5,32	3,00	5,81	9,00	4,27
0,8	10,6	1,83	4,09	6,75	3,51	7,47	12,34	5,25
0,9	14,3	1,97	4,87	8,57	4,11	9,60	16,90	6,46
1,0	19,2	2,12	5,81	10,9	4,81	12,35	23,14	7,95
1,5	.	.	.	.	10,55	43,38	111,16	22,42
2,0	.	.	.	.	23,14	152,4	535,47	63,23
2,5	.	.	.	.	50,75	535,5	2 576,0	178,5
3,0	.	.	.	.	111,3	1881	12 392	502,9
3,5	.	.	.	.	244,2	6611	59 610	1418

Kann der zur mittelbaren Verbindung zweier Scheiben dienende Faden nicht als gewichtslos angenommen werden, so ist noch die der Reibung desselben auf dem Umfange der Scheiben entgegenwirkende Centrifugalkraft zu berücksichtigen.

Dieselbe beträgt

$$q \frac{v^2}{g},$$

worin q das Gewicht des Fadens in kg/lfd. m,

v die Geschwindigkeit desselben in m/sek.,

g die Beschleunigung durch die Schwere $= 9,81$ m/sek^2.

bedeuten.

Es ist dann unter Berücksichtigung der Centrifugalkraft

$$\left.\begin{aligned} S_1 &= P\frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1}+q\frac{v^2}{g} \\ S_2 &= P\frac{1}{e^{\mu\alpha}-1}+q\frac{v^2}{g}, \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ 16$$

und (zweite Gleichung)

demnach

$$P=\left(S_1-q\frac{v^2}{g}\right)\frac{e^{\mu\alpha}-1}{e^{\mu\alpha}}.$$

Bezeichnet ferner

f den Querschnitt des Fadens in qcm,

$q_1=\frac{q}{f}$ das Gewicht eines Fadenprismas von 1 qcm Querschnitt und 1 m Länge,

$\sigma_z=\frac{S_1}{f}$ die von S_1 herrührende Normalspannung des Fadens in kg/qcm, unter Voraussetzung gleichmäßiger Kraftverteilung über den Querschnitt,

so ist auch

$$P=\left(\sigma_z-q_1\frac{v^2}{g}\right)\frac{e^{\mu\alpha}-1}{e^{\mu\alpha}}f,$$

oder

$$P=cf, \quad \ldots\ldots\ 17$$

wenn

$$\left(\sigma_z-q_1\frac{v^2}{g}\right)\frac{e^{\mu\alpha}-1}{e^{\mu\alpha}}=c.$$

Die übertragbare Kraft ist hiernach proportional dem Fadenquerschnitt und dem durch vorstehende Gleichung bestimmten Koeffizienten c.

Dieses Ergebnis ist jedoch, wie später erörtert wird, für gewisse Fadenbetriebe unhaltbar.

Der als vollkommen biegsam vorausgesetzte Faden bildet eine Kettenlinie A_1MB_1 (Fig. 104). Wird dieselbe auf ein rechtwinkliges Achsenkreuz bezogen, für welches die x-Achse Leitlinie und die y-Achse Symmetrieachse ist, und bedeuten

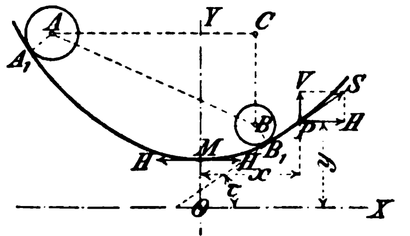


Fig. 104.

x, y die Koordinaten des beliebigen Punktes P der Kettenlinie,

l die Länge des Kettenlinienbogens MP in m,

H die wagerecht gerichtete Spannung im Scheitel M in kg,

S die Spannkraft im Punkte P in kg,

$V=ql$ das Gewicht des Seilstückes MP in kg,

$MO=h$ den Parameter der Kettenlinie in m, so ist

$$H=\text{konstant}=hq=S\cos\tau=\frac{V}{\operatorname{tg}\tau} \text{ und } S=yq=\frac{qh}{\cos\tau},$$

d. h. die Spannung in einem beliebigen Punkt P ist gleich dem Gewichte eines Seilstückes, dessen Länge ebenso groß ist wie der Abstand dieses Punktes von der Leitlinie

$$y = \frac{h}{2}\left(e^{\frac{x}{h}} + e^{-\frac{x}{h}}\right) \text{ oder } x = h\,ln\left[\frac{l}{h} + \sqrt{1 + \left(\frac{l}{h}\right)^2}\right] \quad . \; . \; . \quad \mathbf{18}$$

Da in den meisten Fällen die Ablaufwinkel τ nicht über 10^0 betragen, weicht die Fadenspannung S nur wenig von ihrer wagerechten Komponente — der Scheitelspannung H — ab; es kann die letztere deshalb annähernd als Fadenspannung genommen werden, d. h.

für den ziehenden Faden: $S_1 = \sim H_1 = h_1 q = P \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} + q \frac{v^2}{g}$,

für den gezogenen Faden: $S_2 = \sim H_2 = h_2 q = P \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} + q \frac{v^2}{g}$.

Hierdurch sind die Parameter h_1 und h_2 für die beiden Kettenlinien und daher diese selbst bestimmt.

Es wird nun mit Benutzung der Gl. 18 — indem man zu angenommenen Werten von x die zugehörigen Größen von y berechnet —

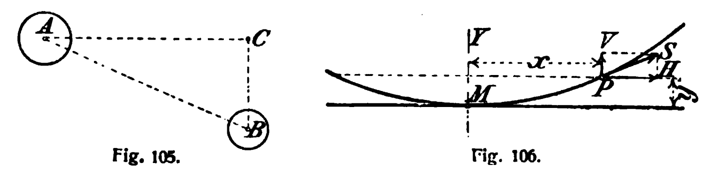


Fig. 105. Fig. 106.

zunächst die eine Kettenlinie, etwa diejenige des ziehenden Fadens, aufgezeichnet und Fig. 105 hergestellt, in der $B\,C$ den Höhenunterschied der beiden Rollenachsen, $A\,C$ deren wagerechte Entfernung bedeutet, so daß also $A\,C$ die Centrale ist. Fig. 105 wird dann auf der gezeichneten Kettenlinie so verschoben, daß diese die beiden Rollen berührt und $A\,C$ wagerecht liegt. Hierauf wird die zweite Kettenlinie des gezogenen Fadens gezeichnet und so gelegt, daß sie die beiden Rollen auf der anderen (oberen) Seite berührt und ihre Leitlinie wagerecht zu liegen kommt.

Bei verhältnismäßig nicht bedeutendem Höhenunterschiede $C\,B$ der beiden Rollenachsen und insbesondere bei wagerechtem Betrieb (Fig. 106) kann anstatt der Kettenlinie die Parabel gesetzt werden. Im letzteren Falle gilt unter Beibehaltung der früheren Bezeichnungen als Momentengleichung in Bezug auf den Aufhängepunkt P

$$H\,y = x\,q\,\frac{x}{2},$$

woraus die bekannte Parabelgleichung folgt

$$y = \frac{q}{2\,H}\,x^2.$$

Mit $\quad q = q_1\,f$ und $S_1 = H = \sigma_z\,f$,

wird $$y = \frac{q_1}{2\,\sigma_z}\,x^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{19}$$

Angenähert ist die Länge des Parabelbogens MP

$$l = x\left(1 + \frac{2}{3}\frac{y^2}{x^2}\right).$$

Zur Ermittlung der Spannung S_0, mit der der Faden auf die Scheiben gelegt werden muß, kann man, wenn der Faden nicht sehr stark durchhängt, setzen

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2}.$$

Hieraus wird mit Rücksicht auf Gl. 16

$$S_0 = \frac{P}{2}\frac{e^{\mu\alpha}+1}{e^{\mu\alpha}-1} + q\frac{v^2}{g}.$$

Während des Betriebes verschwindet das Glied $q\frac{v^2}{g}$ für den Achsdruck, so daß dieser bei gleichen Richtungen von S_1 und S_2 sich ergibt zu

$$2\,S_0' = P\frac{e^{\mu\alpha}+1}{e^{\mu\alpha}-1},$$

und mit $\mu = 0{,}25$ und $\alpha = 2{,}8$ (für mittlere Verhältnisse) zu

$$2\,S_0' = \sim 3\,P \qquad \textbf{20}$$

Diese Kraft beansprucht die Welle auf Biegung und erzeugt Zapfenreibung. (Bei raschlaufenden Riemen wird $2\,S_0'$ erheblich unter $3\,P$ liegen.)

Nach dem Vorstehenden sind zur Übertragung einer Kraft P die Spannungen S_1 und S_2 im ziehenden bezw. im gezogenen Faden erforderlich.

Diese Spannungen lassen sich entweder durch das Eigengewicht des nach einer Kettenlinie durchhängenden Fadens, oder durch starke Dehnung des Fadens beim Aufbringen auf die beiden Scheiben — Dehnungsspannung — oder durch eine Spannrolle erzeugen — Belastungsspannung.

Zum Betriebe mit Dehnungs- und Belastungsspannung dienen vorzugsweise Riemen und Seile, mit Ausnahme der Drahtseile, bei denen das Eigengewicht der durchhängenden Seilschlinge die Kraftübertragung ermöglicht.

b) Riemenbetrieb.

Hier handelt es sich hauptsächlich um Betriebe mit Dehnungsspannung. Man unterscheidet selbstleitende Riementriebe und solche mit Leitrollen. In der Regel ist zu beachten, daß der auflaufende Riemen in die Mittelebene der betreffenden Scheibe (Leitrolle) fällt.

Die einfachsten selbstleitenden Riementriebe sind die für parallele Wellen.

Bezeichnet α den Winkel, den die beiden mittleren Scheibenebenen bezw. die Achsen der beiden Wellen einschließen, so liefert $\alpha = 0^0$ den offenen Riemen (Fig. 107), $\alpha = 180^0$ den gekreuzten (ganz geschränkten) Riemen (Fig. 108). Bei dem offenen Riementriebe haben

beide Scheiben gleiche, bei dem gekreuzten Riementriebe dagegen entgegengesetzte Drehrichtung.

Selbstleitende Riementriebe für geschränkte Wellen zeigen Fig. 109 und 110. Beträgt $\alpha = 90^0$ (Fig. 109), so entsteht der halbgeschränkte Riemen (Halbkreuz-Riemen); bei $\alpha = 45^0$ (Fig. 110) findet eine Viertelschränkung des Riemens statt u. s. w. Die Bewegung ist in beiden Fällen nur in einem durch die Pfeile gegebenen Sinne möglich.

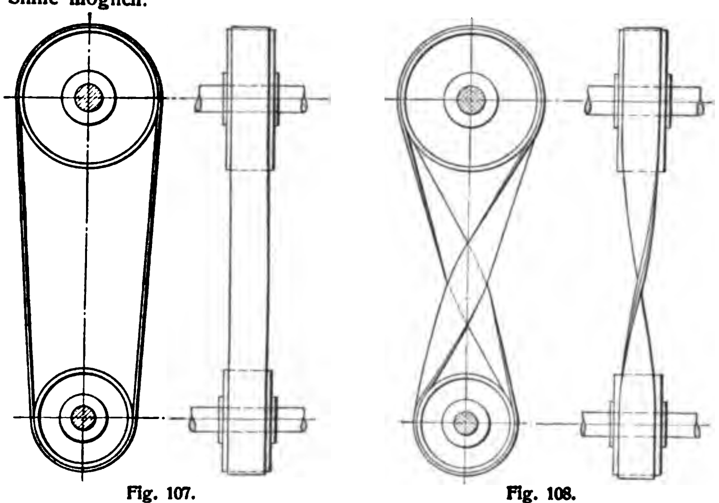


Fig. 107. Fig. 108.

Bei allen geschränkten Riementrieben wird der Riemen durch die Verdrehung an den Ablaufstellen der Scheiben mehr oder weniger angegriffen. Dies findet in erhöhtem Maße statt, wenn der Wellenabstand e nicht reichlich ausfällt. Nach Völkers soll derselbe bei halbgeschränktem Riementrieb

$$e \gtreqless 10 \sqrt{b\,D} \text{ m}$$

(b = Breite des Riemens, D = Durchmesser der treibenden Scheibe in m), ferner mindestens das Doppelte des Durchmessers der größeren Scheibe betragen.

Nach Gehrckens, dessen Veröffentlichungen über Riemenbetriebe, Leistung der Treibriemen etc. in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure (s. d. 1893, S. 15; 1899, S. 1631; 1900, S. 1509) Beachtung verdienen, sollte der Wellenabstand mindestens gleich dem vierfachen Scheibendurchmesser und der zwanzigfachen Riemenbreite sein.

Halbgeschränkte Riemen stellt Gehrckens aus zwei, bei größeren Breiten aus mehreren treppenförmig übereinander gelegten Streifen her (Fig. 109), die im abgerollten Zustande Sichelform zeigen (D.R.P. Nr. 24382).

Damit soll, da der Scheibenhalbmesser bei a um die Dicke der Unterlage vergrößert wird und der Riemen infolgedessen hier einen

größeren Weg zurücklegen muß, der größte Zug desselben von der Kante ab nach hierher verlegt werden. Gehrckens weicht übrigens, wie Fig. 109 erkennen läßt, von der allgemeinen Regel ab, „daß der

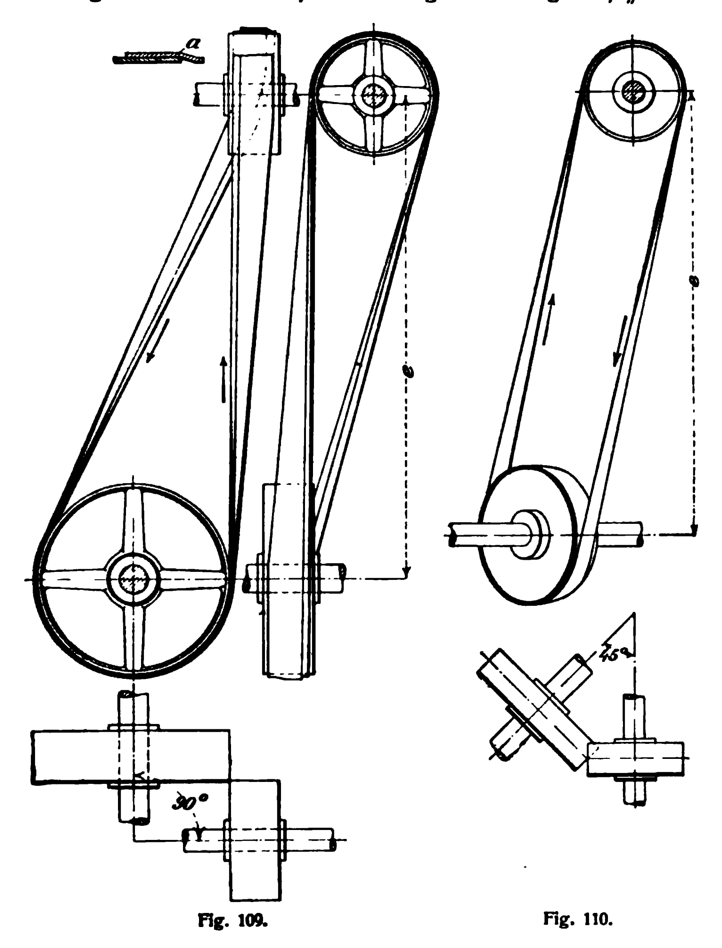


Fig. 109. Fig. 110.

auflaufende Riemen in die Mittelebene der betreffenden Scheibe fallen soll" (vergl. auch Völkers, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1860, S. 115).

Fig. 111 stellt einen Riementrieb mit Leitrollen für parallele Wellen dar; auch hier ist nur Bewegung in einem Sinne möglich.

Die Leitrollen selbst haben entgegengesetzte Drehungsrichtungen, sind aber wegen des Zusammenfallens ihrer geometrischen Achsen leicht aufzustellen.

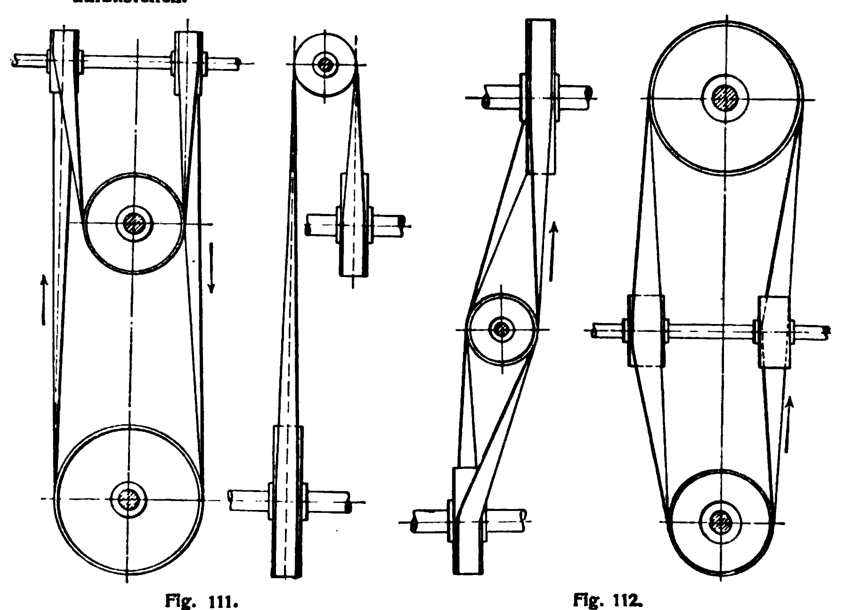


Fig. 111. Fig. 112.

Können die Leitrollen zwischen den Wellen anstatt außerhalb derselben angebracht werden (Fig. 112), so erhalten sie gleichen Drehungssinn.

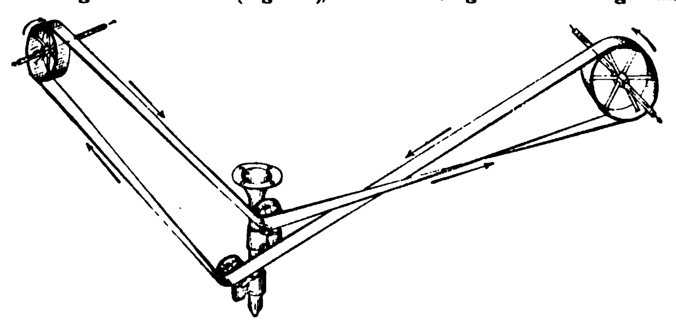


Fig. 113.

Fig. 113 zeigt einen Winkelriementrieb, bei dem der Riemen zugleich gekreuzt ist; die Leitrollen haben wieder entgegengesetzte Drehungsrichtungen.

Gehrckens empfiehlt bei derartigen Trieben den Durchmesser der Leitrollen gleich demjenigen der zugehörigen Riemenscheiben zu wählen, ferner die Leitrolle des losen Riementeiles möglichst breit zu halten.

Die Leitrollenachsen werden in der Regel verstellbar in besonders ausgebildeten Trägern gelagert. Fig. 114 zeigt einen solchen Träger mit Leitrolle nach Ausführung der Berlin-Anhaltischen-Maschinenbau-A.-G. in Dessau.

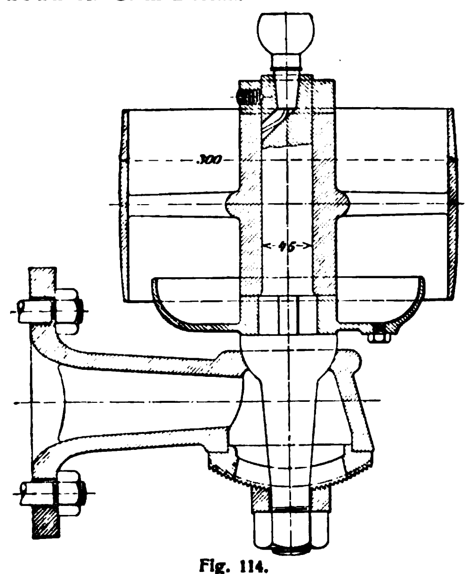


Fig. 114.

Die Träger können an einer Wandplatte (Fig. 115) oder an einer Deckensäule (Fig. 116) auf- und abgeschoben und die mit halbkugelförmigem Zapfen versehenen Rollenachsen um einen Winkel von 30° zur Mittellage nach der einen oder anderen Seite geneigt werden; ihre Feststellung geschieht durch eine Mutter mit geriffelter Unterlegscheibe, die auf einem entsprechend geriffelten, mit Längsschlitz versehenen Deckel aufliegt.

Kegelscheiben-Triebe (Fig. 117 und 118). Dieselben ermöglichen stetig veränderliche Übersetzungsverhältnisse. Damit der Riemen nicht zu stark leidet, soll die Steigung des Kegels nicht mehr als etwa 1 : 10 betragen. Das auflaufende Riemenstück ist zu führen.

Für derartige Triebe verwendet Gehrckens verstärkte Riemen in der Fig. 117 und 118 ersichtlichen Ausführung. Der Wellenabstand soll mindestens das Vierfache des mittleren Scheibendurchmessers und das Zwanzigfache der Riemenbreite betragen.

Die beim Riemenbetrieb hauptsächlich in Betracht kommenden Arbeitsverluste entstehen durch Reibung der Wellenzapfen in ihren Lagern — Kraftverluste — sowie durch Gleiten des Riemens

auf den Scheiben — Geschwindigkeitsverluste. Die durch die Riemensteifigkeit entstehenden geringen Arbeitsverluste können unberücksichtigt bleiben.

Bezeichnet

$2\,S_0' = 3\,P$ den Zapfendruck (Gl. 20 S. 153) in kg,
r_1 und r_2 die Halbmesser der Zapfen in cm,
R_1 und R_2 die Halbmesser der Scheiben in cm,
μ den Reibungskoeffizienten,

dann ist der verhältnismäßige Arbeitsverlust durch Zapfenreibung

$$\mathfrak{V}_z = 3\,\mu\left(\frac{r_1}{R_1} + \frac{r_2}{R_2}\right),$$

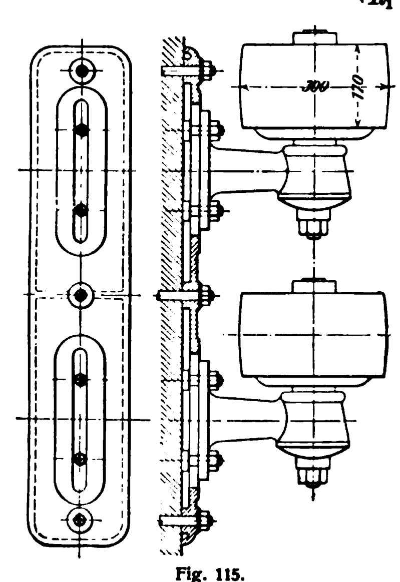


Fig. 115.

vorausgesetzt, daß der frisch aufgelegte Riemen nicht stärker gespannt wird, als zur Verhinderung des Gleitens auf den Scheiben erforderlich ist. Dies ist in der Regel nicht der Fall.

Der durch Gleiten des Riemens auf den Scheiben infolge Spannungsänderungen entstehende verhältnismäßige Arbeitsverlust ergibt sich zu

$$\mathfrak{V}_g = \alpha\,\varphi\,\frac{P}{f} = \alpha\,\varphi\,k,$$

worin $\alpha = \frac{1}{E}$ den Dehnungskoeffizienten des Materials (E = Elastizitätsmodul),
f den Riemenquerschnitt in qcm,
$\frac{P}{f} = k$ die zu übertragende Kraft in kg/qcm,
φ eine Zahl größer als 1

bedeutet.

Dieser Arbeitsverlust beträgt annähernd für neue Lederriemen mit $k = 12$ kg/qcm und $E = 1250$ kg/qcm

$$\mathfrak{V}_g = \frac{12{,}5}{1250}\,2 = 0{,}02, \text{ d. i. } 2\,\%;$$

für gebrauchte Lederriemen mit $k = 10$ kg/qcm und $E = 2250$ kg/qcm

$$\mathfrak{V}_g = \frac{10}{2250}\,2 = \sim 0{,}009, \text{ d. i. } 0{,}9\,\%.$$

Der gesamte Arbeitsverlust eines gut angeordneten Riementriebes kann nach Grove zu etwa 4 % angenommen werden.

Das Übersetzungsverhältnis läßt sich, wenn

R_1 den Halbmesser der treibenden Scheibe in cm,
R_2 „ „ „ getriebenen „ „ „
s die Riemenstärke in cm

bedeuten, mit Rücksicht auf das Gleiten des Riemens etc. zu

$$\psi \sim \frac{R_1 + {}^1/_2\, s}{R_2 + {}^1/_2\, s}(1 - \mathfrak{B}_g)$$

annehmen.

In den meisten Fällen kann hierin s gleich Null gesetzt werden.

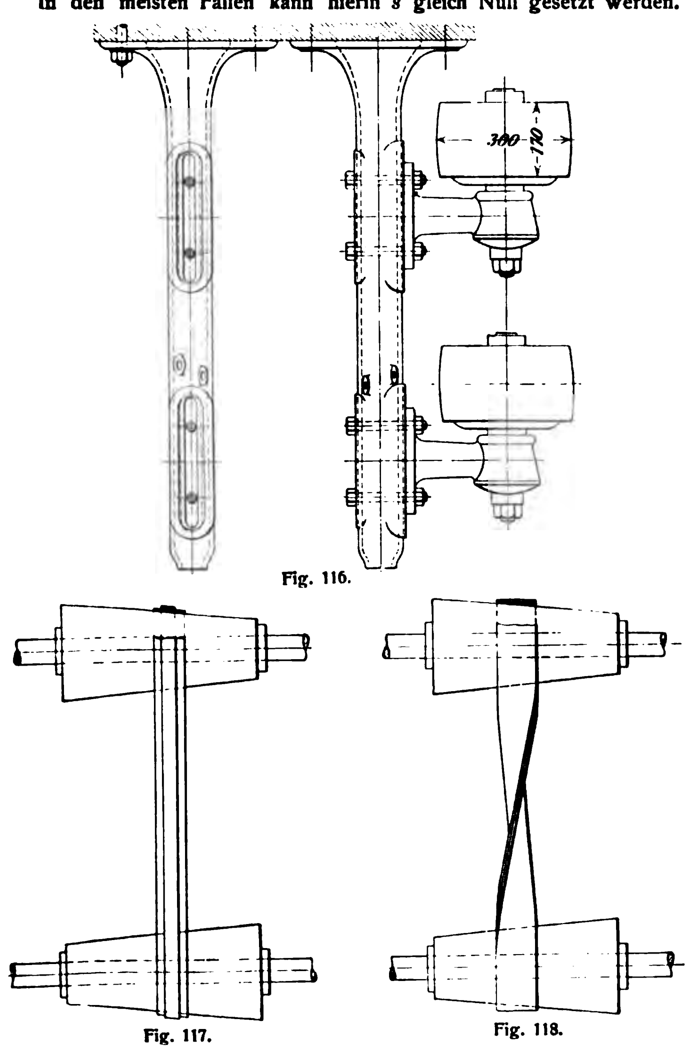


Fig. 116.

Fig. 117.

Fig. 118.

1. Berechnung der Riemen.

Bezeichnet

b die Breite des Riemens in cm, $\}$ $f = b\,s$ den Riemenquerschnitt
s die Stärke „ „ „ „ in qcm,
D den Durchmesser der treibenden Scheibe in cm,
n deren minutliche Umdrehungszahl,
N die zu übertragende Leistung in PS,

dann gilt nach Gl. 17 für die zu übertragende Kraft

$$P = c\,f = c\,b\,s.$$

Es ist aber ohne weiteres klar, daß z. B. ein Riemen von $b = 10$ cm und $s = 0{,}8$ cm auf kleinen Scheiben — etwa $D = 20$ cm — nicht die Hälfte von dem leistet, was ein Riemen von $b = 20$ cm und $s = 0{,}4$ cm — also von demselben Querschnitte wie der erstere — übertragen würde.

Die Beanspruchung des Riemens $\sigma_z = \frac{S_1}{f}$ gilt nach dem Vorhergehenden (S. 151) für eine gleichmäßige Verteilung der Spannkraft S_1 über den Riemenquerschnitt f. Diese Voraussetzung läßt sich beim Riemenbetriebe nicht erfüllen. Die Kraftverteilung ist hier von den jeweiligen Betriebsverhältnissen — dem Scheibendurchmesser, der Größe der Geschwindigkeit, dem Wellenabstande und andern Umständen, die zahlenmäßig bis jetzt noch nicht festliegen — derart abhängig, daß es nicht zutreffend erscheint, die übertragbare Kraft dem Riemenquerschnitte f proportional zu setzen. Auch die Güte des Riemenmaterials mit Rücksicht auf die individuelle Beschaffenheit der Haut, Gerbung derselben etc. ist für die Tragfähigkeit des Riemens von Einfluß.

Aus vorstehenden Gründen empfiehlt C. v. Bach (in Ermangelung umfassender Versuchsergebnisse) für offene Riemen aus gutem Kernleder, die dauernd auf gußeisernen Scheiben laufen, zu setzen:

α) Für langsamen, wagerechten oder auch etwas geneigten Betrieb mit hinreichend großem Wellenabstande $c = 10$, demnach

$$P = 10\,b\,s;$$

hierbei ist vorausgesetzt — die Bezeichnungen s. unter a) —

$\alpha \sim 2{,}8$ ($\alpha : 2\pi \sim 0{,}45$), $v \sim 15$ m/sek., $\mu = 0{,}25$, $q_1 = 0{,}11$, $\sigma_z = 20$;
ferner $s = 0{,}5$ cm und $D = 50$ cm.

Für große Scheiben ist c entsprechend höher, für kleine Scheiben entsprechend niedriger zu wählen, derart, daß

bei $D =$	12	20	50	100	200 cm
$c =$	4	7	10	12	13

gesetzt wird.

β) Für langsamen, senkrechten oder doch sehr steilen Betrieb, ferner für Betrieb wie unter α), jedoch bei geringem Wellenabstande, sind die vorstehenden Zahlen um ungefähr 20 % zu vermindern.

γ) Für raschlaufende Riemen, sonst wie unter α), können die Werte für c bis auf ungefähr das Doppelte erhöht werden, etwa derart, daß

bei $v =$		3	10	20	30	40 m/sek
für $D =$ 50 cm	$c =$	10	14	18	20	20
„ $D =$ 100 „	$c =$	12	17	22	24	24
„ $D =$ 200 „	$c =$	13	19	24	26	26

gesetzt wird.

Für Doppelriemen von 1 cm Stärke können die obigen Zahlen unter der Voraussetzung, daß $D \geqq 100$ cm um ungefähr 50 bis 60%, bei $D \geqq 200$ cm bis zu 70% und darüber erhöht werden.

Gekreuzte Riemen sind je nach dem Wellenabstande und der Riemenbreite mit einem um 10 bis 30% geringeren Koeffizienten c zu berechnen, als offene Riemen. Bei schnellem Laufe, sowie bei breiten Riemen ist die Kreuzung unzulässig.

Halbgeschränkte Riemen sind etwas geringer zu belasten als offene Riemen, falls der Wellenabstand nicht sehr reichlich ausfällt.

Bei stark ungleichförmigem Betriebe (Fallhämmer, Sägegatter u. dergl.) ist das durchschnittliche P zu Grunde zu legen und c, der Ungleichförmigkeit entsprechend, bis zu 50% und darüber niedriger zu wählen, als vorstehend angegeben.

Gummi- und Baumwollriemen können in gewöhnlichen Fällen mit $P = 8\,b\,s$ bis $10\,b\,s$ belastet werden.

Die mittels eines einfachen Lederriemens übertragbare Arbeitsstärke in PS ist, wenn D der Scheibendurchmesser in m

$$N = \frac{P v}{75} = \frac{c\,b\,s\,D\,\pi\,n}{60\;75},$$

mithin

$$b\,D = \frac{4500}{\pi\,c\,s}\,\frac{N}{n} = \frac{1432{,}4}{c\,s}\,\frac{N}{n}.$$

Wenn möglich, wählt man, behufs Schonung des Riemens, für mittlere Verhältnisse

$$D \geqq 100\,s.$$

Gehrkens empfiehlt, unter der Voraussetzung, daß man für die betreffenden Scheibendurchmesser und Geschwindigkeiten ein passendes Leder aussucht

$$N = \frac{p\,b\,v}{75}, \text{ mithin } b = \frac{75\,N}{p\,v},$$

worin p die für das cm Riemenbreite zu übertragende Kraft (abhängig vom Durchmesser D der treibenden Scheibe und von v) in kg bedeutet und für günstige Verhältnisse — offener Riemen, hinreichend großer Wellenabstand, stoßfreier Betrieb — aus der folgenden Tabelle zu entnehmen ist[1]).

Die fettgedruckten Werte p dieser Tabelle gelten für Doppelriemen, die übrigen für einfache Riemen.

Werte p in kg/qcm Riemenbreite.

D	v in m/sek.											
m	3		5		10		15		20		25	
0,100	2	—	2,5	—	3	—	3	—	3,5	—	3,5	—
0,200	3	—	4	—	5	—	5,5	—	6	—	6,5	—
0,500	5	**8**	7	**9**	8	**10**	9	**11**	10	**12**	11	**13**
1,000	6	**10**	8,5	**12**	10	**14**	11	**16**	12	**17**	13	**18**
2,000	7	**12**	10	**15**	12	**20**	13	**22**	14	**24**	15	**25**

[1]) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1893, S. 15.

Bei einer Breite von $b = 50$ cm sind Doppelriemen den einfachen Riemen vorzuziehen. Für erstere soll ebenfalls $D \gtrless 100\,s$ sein, wenn s die gesamte Riemenstärke bedeutet.

Weitere beachtenswerte Winke über die für offene Riemen anzustrebenden Betriebsverhältnisse gibt Gehrckens in einem Flugblatt vom August 1900.

Nach diesem ist als vorteilhaftester Wellenabstand für schmale Riemen ($b \lessgtr 10$ cm) $e \sim 5$ m, für breitere Riemen $e \sim 10$ m und darüber zu wählen (über $e = 15$ bis 18 m hinaus geht man nicht). Das Übersetzungsverhältnis soll höchstens 5:1 betragen. Bei Übersetzung ins langsamere wählt man (womöglich) für die treibende Scheibe nicht unter 0,5 m, besser nicht unter 1 m Durchmesser; die Riemen sind hierbei nur mit $^1/_2\,p$ bis $^1/_3\,p$ zu belasten. Hierauf ist besonders bei Elektromotoren zu achten.

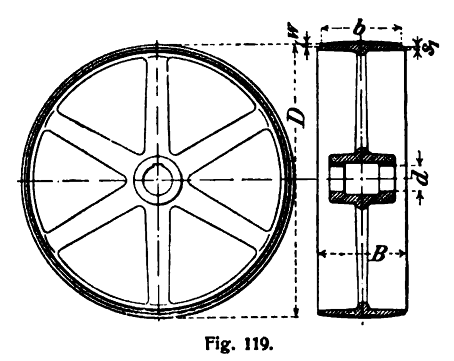


Fig. 119.

2. Riemenscheiben.

Die Riemenscheiben werden zumeist aus Gußeisen, seltener aus Schmiedeeisen oder aus Holz hergestellt.

Die Kranzbreite gußeiserner Scheiben (Fig. 119) kann für gerade und ruhig laufende Riemen

$$B = 1{,}1\,b + 1{,}0 \text{ cm},$$

für geschränkte oder unruhig laufende Riemen etwa 3 cm mehr betragen.

Für die Randstärke ist

$$s_1 = 0{,}01\,R + 0{,}3 \text{ cm},$$

für die Wölbungshöhe des Kranzes, wenn w und B in mm,

$$w = \frac{1}{4}\sqrt{B} \text{ bis } \frac{1}{3}\sqrt{B}$$

zu nehmen.

Alle treibenden Scheiben, ferner beide Scheiben für gekreuzte und geschränkte Riemen, sowie die Scheiben, auf denen der Riemen verschoben werden muß, oder auf denen mehrere Riemen nebeneinander laufen, sind nicht gewölbt (ballig), sondern flach, d. h. cylindrisch abzudrehen (vergl. Gehrckens, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1889, S. 113).

Die Anzahl der Arme, die meist gerade hergestellt werden, kann zu

$$i = \frac{1}{7}\sqrt{D}$$

gewählt werden (D = Scheibendurchmesser in mm).

Der nach dem Kranze zu im Verhältnis von etwa 5 : 4 sich verjüngende Armquerschnitt ist in der Regel eine Ellipse mit dem Achsenverhältnis 1 : 2 bis 1 : 2,5.

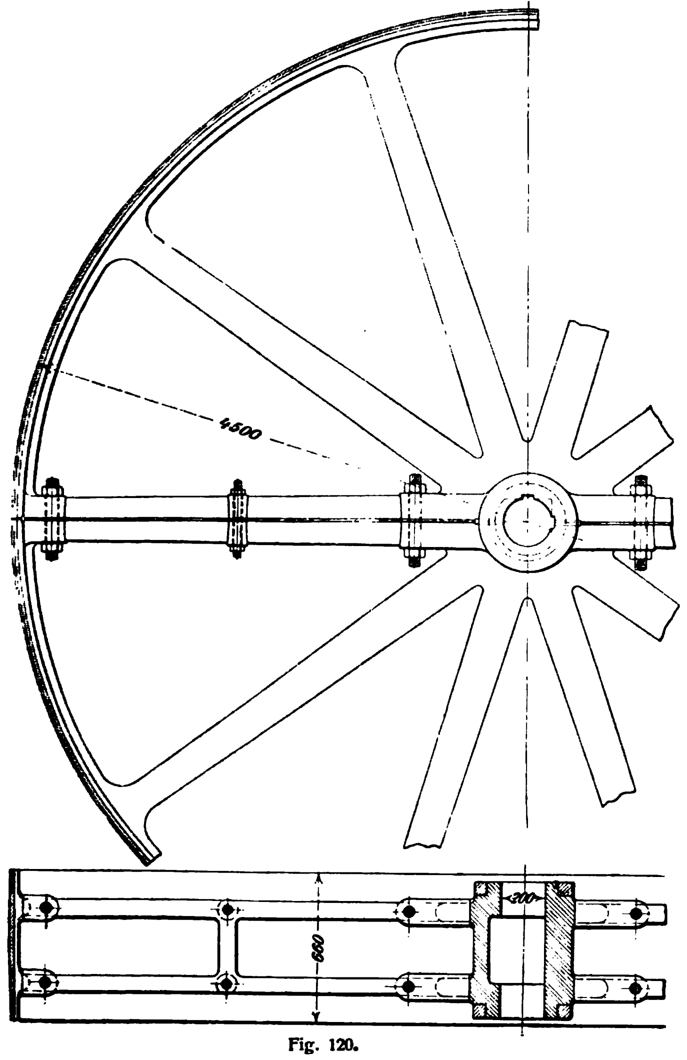


Fig. 120.

Ist bei dem bis zur Wellenachse verlängert gedachten Arme h die große und $b = 0{,}4\,h$ die kleine Achse des Ellipsenquerschnittes und wird angenommen, daß die Kraftübertragung durch $\frac{i}{3}$ Arme erfolgt, so findet sich in cm

$$h = \sqrt[3]{\frac{2{,}5}{i}\,b\,s\,R},$$

worin b, s und R in cm und für $b\,s$ mindestens 3 qcm einzuführen sind.

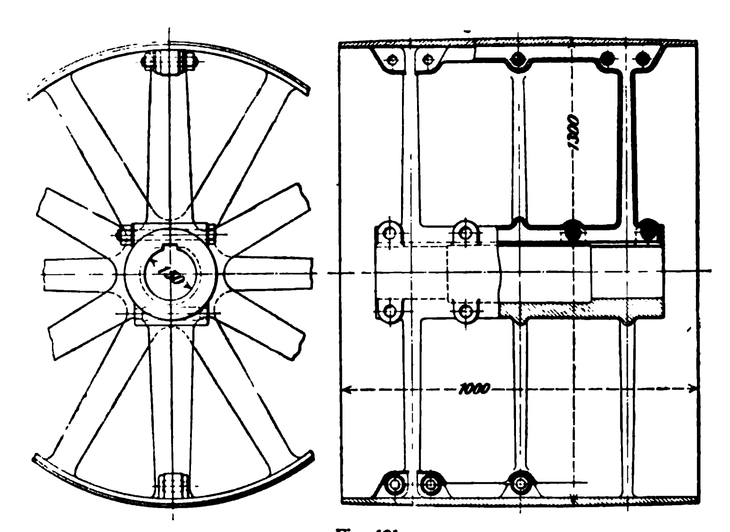


Fig. 121.

Die Nabenstärke kann, wie für Zahnräder (s. S. 117) berechnet werden; die Nabenlänge nimmt man $L = B$, sofern dabei $B \gtreqless 1{,}2\,d$ bis $1{,}5\,d$ ist. Breitere Scheiben erhalten meist kleinere Nabenlängen als B. Für $B > 30$ cm gibt man der Scheibe zwei Armsterne. Fig. 120 zeigt eine derartige, in den Armen geteilte Riemenscheibe von 4500 mm Durchmesser und 660 mm Kranzbreite. Die an den Berührungsflächen bearbeiteten Teile sind durch Schraubenbolzen miteinander verbunden. Häufig werden größere Scheiben aus dem Ganzen gegossen und dann aufgesprengt. Fig. 121 zeigt eine solche Scheibe von 1300 mm Durchmesser und 1000 mm Kranzbreite mit drei Armsternen.

Los- oder Leerscheiben dienen dazu, die Bewegungsübertragung von der treibenden nach der getriebenen Welle zeitweise unterbrechen zu können. Im Gegensatz zu den Festscheiben erhalten sie eine Nabenlänge $= 2\,d$ und mehr, in der Regel auch besondere Laufbüchsen.

Mittels der in Fig. 122 dargestellten Ausrückvorrichtung läßt sich die Verschiebung eines offenen oder eines gekreuzten Riemens

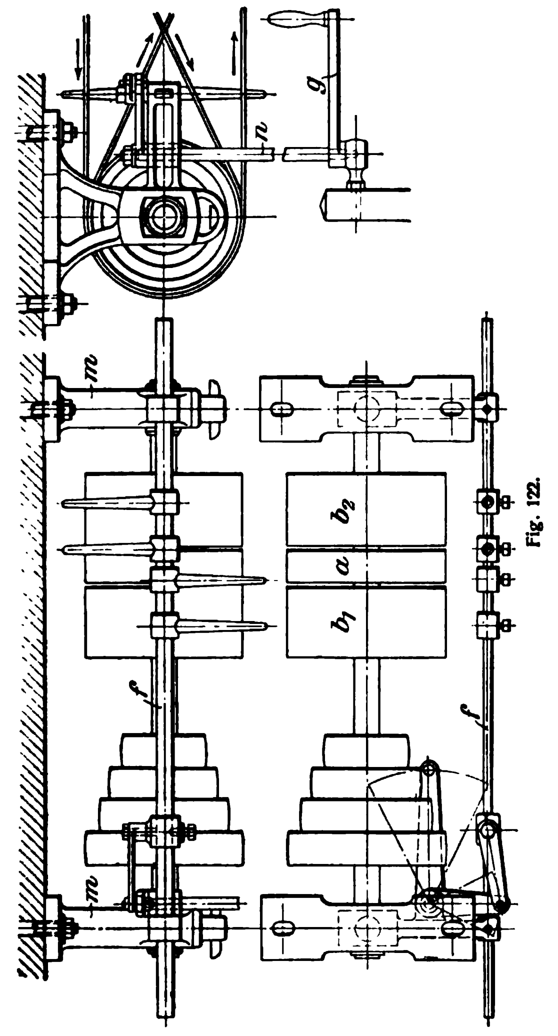


Fig. 122.

von der Losscheibe b_1 bezw. b_2 auf die Festscheibe a bewirken und umgekehrt. Die in angegossenen Armen der Hängelanger m gleitende

Schiene *f*, auf der die Gabeln zur Riemenführung festgeklemmt sind, erhält ihre Bewegung mittels Hebelverbindung von einer stehenden Welle *n* aus, die durch den Griffhebel *g* entsprechend eingestellt wird.

Schmiedeiserne Riemenscheiben (Fig. 123) werden aus mehreren Stücken zusammengesetzt. Die aus Rundeisen gebildeten Arme sind zumeist an dem einen Ende mit dem Blechkranz vernietet, an dem anderen Ende in die zweiteilige gußeiserne Nabe eingeschraubt oder eingegossen.

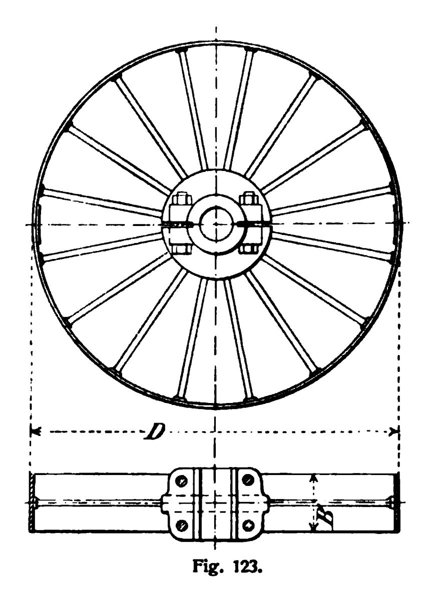


Fig. 123.

In neuerer Zeit werden von der Düsseldorfer Röhrenindustrie in Düsseldorf-Oberbilk schmiedeiserne Riemenscheiben für $D = 125$ bis 750 mm und $B = 75$ bis 300 mm angefertigt, deren zwei aus je einem Rohrstück gepreßte Hälften ohne Nut und Feder mittels Verbindungsschrauben auf der zugehörigen Welle befestigt werden. Die Kränze größerer derartiger Scheiben werden durch ein im kalten Zustande während des bei Rotglut erfolgenden Preßprozesses des einzelnen Stückes eingeführtes T-Eisen versteift.

Hölzerne Riemenscheiben werden ebenfalls aus zwei Teilen hergestellt und diese durch Zusammenpressung mittels Schrauben auf der Welle befestigt. Außer dem geringen Gewichte gegenüber gußeisernen und schmiedeisernen Scheiben gewöhnlicher Bauart, besitzen sie den Vorteil eines größeren Reibungswiderstandes zwischen Scheibe und Riemen, so daß die Spannung des letzteren vermindert werden kann. In der Regel bestehen die Kränze hölzerner Riemenscheiben aus einer Anzahl miteinander verleimter Ringe, die, selbst wieder je aus einzelnen sektorförmigen Teilen gebildet, mit ihren Fugen gegeneinander versetzt liegen. Die hölzernen Speichen werden durch Einschwalbung, außerdem durch Schrauben mit dem Kranze verbunden. Kleinere hölzerne Riemenscheiben werden als Vollscheiben ausgeführt.

Martin Glaßner in Ratibor fertigt Riemenscheiben aus gebogenem Holz mit Stahlgußnabe für $D = 200$ bis 2000 mm und $B = 75$ bis 500 mm.

Wie in Fig. 124 ersichtlich, bilden miteinander verschraubte, aus zugeschnittenen Holzteilen gebogene Stücke den Armstern. Die in der Mitte zusammentreffenden Arme werden durch eine eingepreßte und verschraubte vierteilige Stahlgußnabe (Fig. 125) mit inneren Ring-

leisten an den Flanschen zusammengehalten. Der Scheibenkranz besteht aus zwei halbkreisförmig gebogenen Brettern, die an der Stoßfuge mit

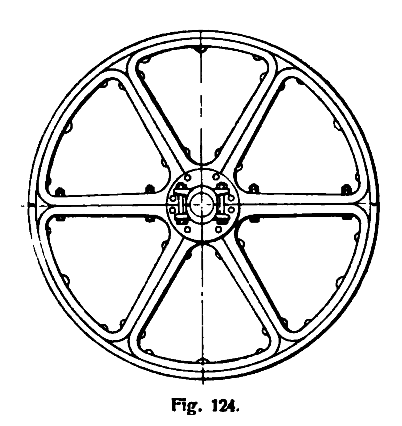


Fig. 124.

Nut und Feder verbunden sind. Der Armstern ist mit dem Kranze verschraubt. Die zweiteiligen Scheiben werden durch Anziehen kräftiger

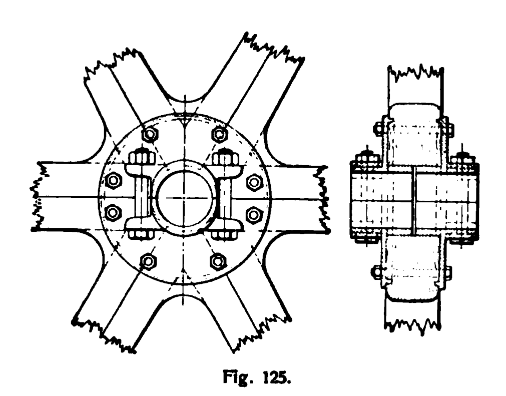


Fig. 125.

Nabenschrauben auf der Welle festgespannt. Für Befestigung mittels Keil oder Stellschraube werden die Scheiben auch einteilig mit verstärkten Naben geliefert; für $B \gtreqless 275$ mm erhalten sie doppelte Armsterne.

Ungefähre Gewichte gußeiserner Riemenscheiben in kg.

Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G. in Dessau.

Die oberen Zahlen gelten für ungeteilte, die unteren für geteilte Scheiben.

Bohrung $< 0{,}1\,D + 20$ mm.

D in mm	Breite B der Scheiben in mm											D in mm
	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	
200	6	7	9	11	14	17	26	30	34	.	.	200
	7	8	10	12	16	19	29	33	37	.	.	
300	8	10	13	16	19	23	33	40	45	.	.	300
	9	11	14	17	21	25	36	43	48	.	.	
400	11	14	17	22	24	30	44	52	60	.	.	400
	12	16	19	24	26	33	48	56	64	.	.	
500	15	18	23	28	31	40	56	68	78	89	100	**500**
	17	20	25	31	34	44	61	73	83	94	105	
600	19	23	29	35	38	51	72	85	98	110	125	600
	22	26	32	39	42	56	78	91	104	116	131	
700	24	29	36	43	47	62	89	105	121	135	152	700
	27	32	39	47	51	67	95	111	127	141	158	
800	29	36	44	51	57	75	108	126	145	165	181	800
	34	42	50	60	66	86	122	140	159	181	197	
900	36	44	52	60	69	88	128	149	170	193	213	900
	42	51	59	69	78	101	143	164	185	211	231	
1000	.	52	61	70	81	104	148	175	197	224	247	**1000**
	.	59	68	79	91	118	164	191	213	245	268	
1100	.	60	70	80	95	122	170	202	227	259	287	1100
	.	68	78	90	105	138	189	221	246	281	309	
1200	.	69	80	92	110	140	194	230	260	296	330	1200
	.	77	88	103	121	158	218	254	285	329	364	
1300		78	91	105	128	159	220	259	298	340	377	1300
	.	88	101	117	141	181	256	295	335	389	426	
1400	.	88	102	119	146	179	247	290	336	383	425	1400
	.	99	114	132	160	201	285	330	381	438	480	
1500	.	.	.	133	165	201	275	323	376	430	477	**1500**
	.	.	.	149	181	225	315	365	422	487	534	
1600	.	.	.	147	185	224	304	358	418	477	530	1600
	.	.	.	166	205	250	346	402	466	537	591	
1700	.	.	.	162	206	248	335	395	460	530	585	1700
	.	.	.	182	230	278	379	440	509	593	649	

D in mm	Breite B der Scheiben in mm											D in mm
	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	
1800	.	.	.	178	228	274	367	434	503	575	640	1800
	.	.	.	198	254	308	413	481	554	640	706	
1900	.	.	.	195	251	300	400	474	547	625	689	1900
	.	.	.	218	281	338	450	526	603	695	761	
2000	.	.	.	.	275	327	434	516	592	675	756	**2000**
	.	.	.	.	307	371	494	576	652	758	839	
2500	.	.	.	.	410	482	622	753	841	963	1075	2500
	.	.	.	.	450	532	702	837	925	1063	1185	
3000	.	.	.	.	572	672	859	1052	1154	1300	1450	3000
	.	.	.	.	622	740	959	1154	1258	1430	1590	
3500	.	.	.	.	762	910	1120	1388	1534	1720	1915	3500
	.	.	.	.	819	985	1232	1504	1654	1865	2075	
4000	.	.	.	.	975	1175	1415	1752	1980	2200	2450	4000
	.	.	.	.	1040	1260	1540	1882	2120	2365	2630	

3. Stufenscheiben [1]).

Dieselben dienen zur Übertragung der Bewegungen eines mit gleichbleibender Geschwindigkeit umlaufenden Wellenstranges auf die Antriebwellen von Arbeitsmaschinen (Drehbänke, Bohrmaschinen u. s. w.) derart, daß eine sprungweise Änderung des Übersetzungsverhältnisses stattfindet.

Damit die Riemenlänge bei jedem Wechsel der Stufenscheiben konstant bleibt, hat man die Halbmesser der einzelnen Scheiben nach einem gewissen Gesetz zu bestimmen. Unter der Bedingung, daß die verschiedenen Umdrehungszahlen der getriebenen Welle eine geometrische Reihe bilden, ergeben sich die Scheibenhalbmesser wie folgt.

Werden die veränderlichen minutlichen Umdrehungszahlen der getriebenen Welle mit $n_1, n_2, n_3 \ldots n_m$ — wobei $n_1 < n_2 < n_3$ u. s. w. —, ferner das Verhältnis zweier aufeinander folgender Umdrehungszahlen mit φ bezeichnet, so ist

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{n_3}{n_2} = \ldots \frac{n_m}{n_{m-1}} = \varphi \quad \ldots \ldots \quad 21$$

Dann wird $n_2 = \varphi\, n_1$, also $\frac{n_3}{\varphi\, n_1} = \varphi$, oder $n_3 = n_1\, \varphi^2$ u. s. w., schließlich

$$n_m = n_1\, \varphi^{m-1}.$$

Hieraus folgt

$$\varphi = \sqrt[m-1]{\frac{n_m}{n_1}} \quad \ldots \ldots \quad 22$$

[1]) Fischer, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1892, S. 576.

und
$$m = 1 + \frac{lg \frac{n_m}{n_1}}{lg \varphi} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 23$$

Aus Gl. 22 erhält man für die in der Regel gegebenen Grenzwerte der minutlichen Umdrehungszahlen n den einer bestimmten Stufenzahl m entsprechenden Wert φ; aus Gl. 23 mit den Grenzwerten n und dem gegebenen φ die Stufenzahl m.

Das Verhältnis φ schwankt nach Pechan[1], je nachdem man mit wenigen Abstufungen der Umdrehungszahlen sehr verschieden große Werkstücke bearbeiten will oder aber großer Wert auf die Verwendung

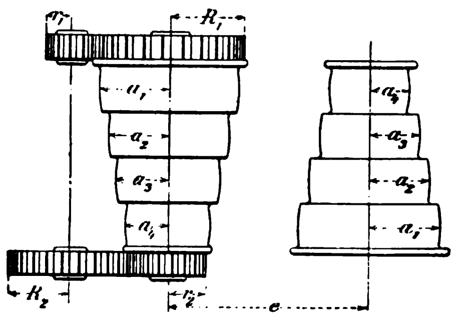


Fig. 126.

der geeignetsten Arbeitsgeschwindigkeit gelegt wird, zwischen 2 und 1,25. Ergibt Gl. 23 eine größere Stufenzahl m der Scheiben als bequem unterzubringen ist, so fügt man ein Rädervorgelege hinzu, z. B. nach Fig. 126.

Dann erhalten die Scheiben eine Stufenzahl $= \frac{m}{2}$, d. h. es muß für m eine durch 2 teilbare Zahl gewählt werden. Das Übersetzungsverhältnis der Räder $\frac{r_1}{R_2} \frac{r_2}{R_1}$ ergibt sich aus der Erwägung, daß nach Gl. 21

$$\frac{\frac{n_m}{2}+1}{\frac{n_m}{2}} = \varphi, \text{ oder } \frac{\frac{n_m}{2}+1}{n_m \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2}} = \varphi \text{ ist, zu}$$

$$\frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2} = \frac{1}{\varphi^{\frac{m}{2}}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 24$$

Bedeutet n_0 die minutliche Umdrehungszahl der treibenden Welle, so folgt aus dem Vorstehenden

$$n_0 = \frac{n_m}{\sqrt{\varphi^{m-1}}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 25$$

[1]) J. Pechan, Leitfaden des Maschinenbaues. 3. Abt. S. 116.

Mit Benutzung des Rädervorgeleges erhält man

$$n_0 = \frac{n_m}{\sqrt{\varphi^{\frac{m}{2}-1}}}.$$

Das Verhältnis zweier Scheibenhalbmesser ergibt sich

$$\frac{a_2}{a_{m-1}} = \sqrt{\varphi^{m-3}}$$

und ebenso $$\frac{a_3}{a_{m-2}} = \sqrt{\varphi^{m-5}}.$$

Bei dem Rädervorgelege erhält man

$$\frac{a_1}{\frac{a_m}{2}} = \sqrt{\varphi^{\frac{m}{2}-1}}, \quad \frac{a_2}{a_{\frac{m}{2}-1}} = \sqrt{\varphi^{\frac{m}{2}-3}}, \quad \frac{a_3}{a_{\frac{m}{2}-2}} = \sqrt{\varphi^{\frac{m}{2}-5}} \quad . \quad . \quad 26$$

Beispiel. Bei einer Drehbank mit Vorgelege sollen die Geschwindigkeiten der getriebenen Welle eine geometrische Reihe bilden, deren äußerste Glieder in dem Verhältnis $\frac{n_1}{n_0} = \frac{6}{80}$ zueinander stehen. Wird $\varphi = 1,5$ angenommen, so wird nach Gl. 23 $m = 1 + \frac{lg\frac{80}{6}}{lg\,1,5} = 7,38.$

Wählt man $m = 8$, so wird nach Gl. 22

$$\varphi = \sqrt[7]{\frac{80}{6}} = 1,4478.$$

Die Umdrehungszahlen der getriebenen Welle ergeben sich hiermit zu

n_1	n_2	n_3	n_4	n_5	n_6	n_7	n_8
6	8,69	12,58	18,21	26,36	38,27	55,26	80,01

und n_0 nach Gl 25 zu

$$n_0 = \frac{80,01}{\sqrt{1,4478^3}} = 45,93.$$

Für das Übersetzungsverhältnis der Räder erhält man nach Gl. 24

$$\frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2} = \frac{1}{1,4478} \sim 0,228;$$

schließlich nach Gl. 26

$$\frac{a_1}{a_4} = \sqrt{1,4478^3} = 1,742 \text{ und } \frac{a_2}{a_3} = \sqrt{1,4478} = 1,203.$$

Beträgt der Halbmesser der kleinsten Scheibe $a_4 = 80$ mm, so wird $a_1 = 80 \cdot 1,742 \sim 140$ mm.

Die Halbmesser a_2 und a_3 ergeben sich unter der bereits erwähnten Voraussetzung einer bei jedem Wechsel der Stufenscheiben konstanten Riemenlänge.

Die theoretische Riemenlänge ist, wenn noch e den Achsenabstand der beiden zusammengehörigen Stufenscheiben bedeutet,

$$L = \pi(a_1 + a_4) + 2\beta\frac{\pi}{180}(a_1 \mp a_4) + 2e\sqrt{1 - \left(\frac{a_1 \mp a_4}{e}\right)^2}$$

$$L \sim \pi(a_1 + a_4) + 2e + \frac{(a_1 \mp a_4)^2}{e},$$

worin das obere Vorzeichen für offene, das untere für gekreuzte Riemen gilt und der Winkel β in Graden auszudrücken ist, so daß

$$\sin \beta = \frac{a_1 \mp a_4}{e}.$$

Für $e = 200$ cm ergibt sich im vorliegenden Falle (offener Riemen vorausgesetzt)

$$L = \pi (8 + 14) + 2 \cdot 1{,}75 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 6 + 400 \sqrt{1 - \frac{36}{200^2}} = 468{,}45 \text{ cm}.$$

Dann ist für $\varphi = \frac{n_3}{n_2} = \frac{a_2}{a_3} = 1{,}203$

$$a_3^2 (\varphi - 1)^2 + \pi (\varphi + 1) e a_3 + 2 e^2 = e L,$$

und nach Einsetzung der obigen Werte für φ, e und L

$$a_3 \sim 98 \text{ mm},$$

ferner $$a_2 = 98 \cdot 1{,}203 \sim 118 \text{ mm}.$$

Bei der Ausführung richtet man es gewöhnlich so ein, daß die aufeinander folgenden Halbmesser der Stufenscheibe eine arithmetische Reihe bilden.

Für den gekreuzten Riemen genügt die Erfüllung der Bedingung

$$a_1 + a_4 = a_2 + a_3,$$

d. h. die Summe je zweier zusammengehöriger Halbmesser muß bei miteinander arbeitenden Stufenscheiben konstant sein.

c) Seilbetrieb.

Die zur Bewegungs- bezw. Kraftübertragung von einer Welle auf eine andere dienenden Seile werden zumeist aus Eisen oder Gußstahl, Hanf und Baumwolle gefertigt. Dementsprechend unterscheidet man Drahtseil-, Hanfseil- und Baumwollseilbetrieb.

1. Drahtseilbetrieb.

Derselbe eignet sich zur Kraftübertragung auf größere Entfernungen, doch sollen die treibende und die getriebene Welle möglichst in derselben wagerechten und genau in derselben lotrechten Ebene liegen.

Da nach Früherem (S. 153) die erforderlichen Seilspannungen S_1 und S_2 durch das Eigengewicht des zwischen den Triebrollen hängenden Seilstückes hervorgebracht werden, ist damit ein geringster Wellenabstand bedingt. Derselbe soll mindestens 16 m, wenn möglich nicht unter 20 m betragen. Nur geringe Kräfte lassen sich mit Scheiben von verhältnismäßig großem Durchmesser noch bei 13 m Entfernung übertragen. Die andere Grenze für den Wellenabstand zweier Triebrollen liegt bei etwa 125 m. Bei noch größeren Entfernungen der beiden Wellen ist das Seil, zumal das gezogene Seilstück, durch Tragrollen (Fig. 153) (in höchstens 80 bis 125 m Entfernung) zu stützen, oder man ordnet in kleineren Entfernungen ($\gtreqless$ 100 m) zweirillige Zwischenrollen an (Fig. 128). Das untere Seilstück sei das ziehende. Wechsel der Seilrichtung kann durch Leitrollen oder durch Einschaltung eines Kegelräderpaares erzielt werden. Letztere Anordnung ist vorzuziehen.

Die Seildurchsenkung beträgt für je 100 m Wellenabstand beim ziehenden Seilstück etwa 1,5 m, beim gezogenen etwa 3 m. Der Längenänderung des Seiles durch Temperaturwechsel (etwa ± 25 mm für je 100 m Seillänge in bezug auf die Mitteltemperatur, bei einem gesamten Temperaturunterschiede von 40°) ist beim Auflegen des Seiles bezw. bei der Herstellung der Pfeilhöhe y_0 im Ruhezustand desselben die nötige Beachtung zu schenken.

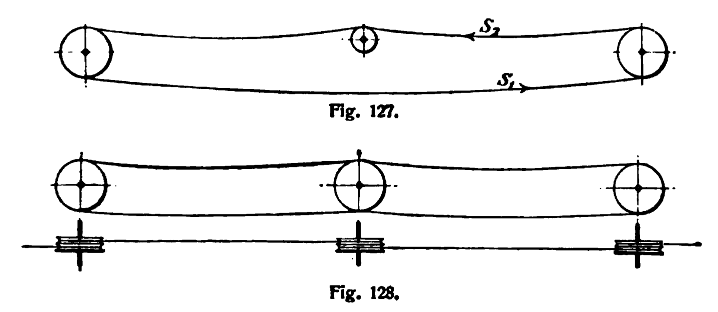


Fig. 127.

Fig. 128.

Das Drahtseil besteht aus einer Anzahl Litzen (Strähne), die schraubenförmig um eine gemeinsame Hanfseele angeordnet sind. Jede Litze ist aus Drähten zusammengesetzt, die ebenfalls schraubenförmig eine zugehörige Hanfseele umgeben. An Stelle der Hanfseelen treten bei Seilen für große Wellenabstände und große Seilscheiben auch solche aus weichem ausgeglühtem Eisendraht.

Aus den nachstehenden Tabellen sind gangbare Abmessungen der Triebwerk-Drahtseile, ihre Zusammensetzung und ihre Gewichte zu entnehmen.

Triebwerkdrahtseile
von Felten & Guilleaume in Mülheim (Rhein).

I.
Für normale Seilscheibendurchmesser: $D = 150\,d$ bis $175\,d$.

Durchmesser des Seiles mm	Zahl der Drähte im Seile Stück	Dicke der Drähte im Seile mm	Ungefähres Gewicht des Seiles kg/lfd. m	Durchmesser des Seiles mm	Zahl der Drähte im Seile Stück	Dicke der Drähte im Seile mm	Ungefähres Gewicht des Seiles kg/lfd. m
9	36	1,0	0,26	18	48	1,6	0,91
10	42	1,0	0,31	20	48	1,8	1,15
11	36	1,2	0,38	22	54	1,8	1,30
12	42	1,2	0,45	24	60	1,8	1,46
13	36	1,4	0,51	26	60	2,0	1,80
14	42	1,4	0,61	28	66	2,0	2,00
15	48	1,4	0,70	30	72	2,0	2,20
16	42	1,6	0,79				

II.

Für kleine Seilscheibendurchmesser: $D = 120\,d$ bis $150\,d$

Durchmesser des Seiles	Zahl der Drähte im Seile	Dicke der Drähte im Seile	Ungefähres Gewicht des Seiles	Durchmesser des Seiles	Zahl der Drähte im Seile	Dicke der Drähte im Seile	Ungefähres Gewicht des Seiles
mm	Stück	mm	kg/lfd. m	mm	Stück	mm	kg/lfd. m
11	48	1,0	0,36	22	80	1,4	1,20
12	54	1,0	0,40	24	88	1,4	1,33
13	60	1,0	0,45	26	80	1,6	1,56
14	64	1,0	0,48	28	88	1,6	1,73
15	72	1,0	0,55	30	80	1,8	1,98
16	64	1,2	0,69	32	88	1,8	2,19
18	72	1,2	0,79	34	96	1,8	2,41
20	80	1,2	0,88	37	96	2,0	2,97

III.

Eisendraht (statt Hanf) in den Litzen.
(Nur für große Wellenabstände und große Seilscheiben.)

Kleinster zulässiger Seilscheibendurchmesser	Drahtdicke	Durchmesser des Seiles	Zahl der Drähte im Seile	Ungefähres Gewicht des Seiles	Kleinster zulässiger Seilscheibendurchmesser	Drahtdicke	Durchmesser des Seiles	Zahl der Drähte im Seile	Ungefähres Gewicht des Seiles
mm	mm	mm		kg/lfd. m	mm	mm	mm		kg/lfd. m
1000	1,0	7	24	0,18	1500	1,5	10,5	24	0,41
		9	42	0,32			14	42	0,71
		11	49	0,38			16	49	0,84
		12	56	0,42			18	56	0,95
1100	1,1	7,5	24	0,22	1600	1,6	11	24	0,46
		10	42	0,38			15	42	0,81
		12	49	0,45			17	49	0,96
		13	56	0,51			19	56	1,08
1200	1,2	8,5	24	0,26	1700	1,7	12	24	0,52
		11	42	0,46			16	42	0,92
		13	49	0,54			18	49	1,08
		14	56	0,60			20	56	1,21
1300	1,3	9	24	0,30	1800	1,8	13	24	0,58
		12	42	0,54			17	42	1,03
		14	49	0,63			19	49	1,22
		15	56	0,71			21	56	1,36
1400	1,4	10	24	0,35	2000	2,0	14	24	0,72
		13	42	0,62			19	42	1,27
		15	49	0,74			21	49	1,50
		17	56	0,82			23	56	1,68

Die **Arbeitsverluste** beim Drahtseilbetriebe bestehen im wesentlichen in der Zapfenreibung der Rollenachsen und in der Steifigkeit des Seiles.

Diese Verluste können unter Umständen erhebliche Beträge ausmachen. Sie sind z. B. an dem Seilbetriebe von Oberursel mit 8 Zwischenstationen durch direkte Messungen zu 13,9 % der übertragenen Höchstleistung von 104 PS ermittelt worden[1].

Der verhältnismäßige **Geschwindigkeitsverlust** infolge des Gleitens des Seiles auf der Scheibe beträgt schätzungsweise für neue Drahtseile mit $k = 350$ kg/qcm und $E = 700\,000$ kg/qcm

$$\mathfrak{B}_g = \frac{350}{700\,000}\, 1{,}5 = 0{,}00075, \text{ d. i. } 0{,}075\,\% = \sim \frac{1}{13}\,\%,$$

also weit weniger als der entsprechende Wert beim Riemenbetrieb (s. S. 158). Es kann deshalb dieser Verlust bei Bestimmung des Übersetzungsverhältnisses vernachlässigt werden.

Nach **Grove** beträgt der verhältnismäßige Arbeitsverlust beim Drahtseilbetriebe für **jede** Scheibe $\sim 1{,}5\,\%$.

α) Berechnung der Drahtseile.

Die Drähte haben außer der von der Seilspannung S_1 herrührenden Normalspannung σ_z noch die durch das Umschlingen der Scheibe hervorgerufene Biegungsspannung σ_b aufzunehmen.

Bezeichnet

d den Durchmesser des Seiles in cm,

δ die Drahtdicke in cm,

i die Drahtzahl,

c_1 (in kg/qcm) einen Koeffizienten,

so folgt unter Beibehaltung der bereits früher (S. 149 u. f.) gebrauchten Bezeichnungen

$$\sigma_z = \frac{S_1}{i \cdot \frac{\pi}{4}\,\delta^2}$$

und unter Annahme einer Gesamtbeanspruchung des Seiles

$$k_z = \sigma_z + \sigma_b = 1050 \text{ kg/qcm},$$

für den Mittelwert $D = 2000\,\delta$ und $E = 2\,000\,000$ kg/qcm aus

$$\sigma_b = \left(\frac{3}{8}\,E\right)\frac{\delta}{D}$$

die durch S_1 im Seile hervorgerufene mittlere Normalspannung

$$\sigma_z = 675 \text{ kg/qcm}.$$

Hiermit ergibt sich unter der Voraussetzung

$$i\,\frac{\pi}{4}\,\delta^2 = 0{,}42\,\frac{\pi}{4}\,d^2 \text{ (Metallquerschnitt des Seiles)}$$

$$S_1 = \sigma_z f = 675 \cdot 0{,}42\,\frac{\pi}{4}\,d^2 = 223\,d^2 = c_1\,d^2.$$

Es ist ferner im Mittel: $q = 0{,}35\,d^2$, $\mu = 0{,}25$ (für ausgelederte Scheiben), $d = 2{,}8$, also $e^{\mu\alpha} \sim 2$, so daß aus den Gl. 16 (S. 151) folgt

$$P = 0{,}5\left(c_1 - 0{,}35\,\frac{v^2}{g}\right) d^2,$$

---

[1]) F. Reuleaux, Der Konstrukteur, 4. Aufl., S. 823.

also für $v = 25$ m/sek. (Mittelwert bei Übertragung größerer Kräfte), $g = 9,81$ und $c_1 = 223$ sich ergibt

$$P \gtrless 100\, d^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 27$$

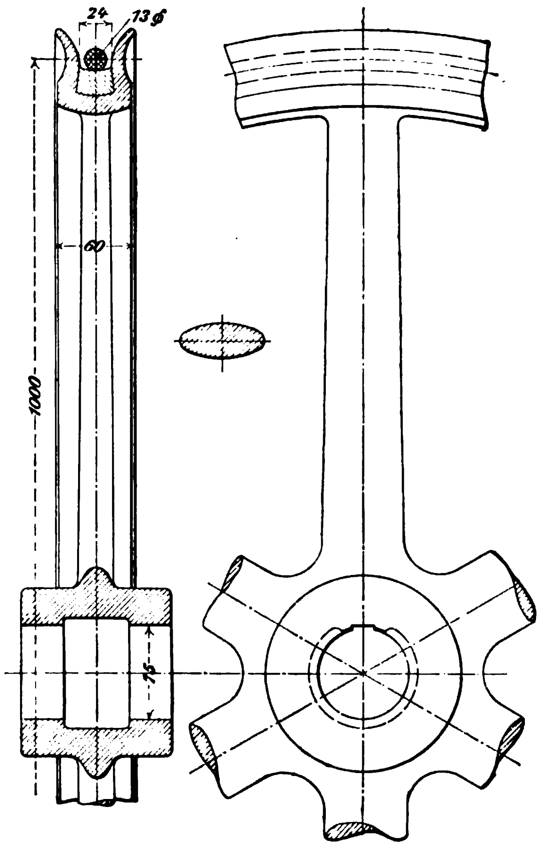


Fig. 129.

Dieser Wert für P gilt **nur** unter den vorstehenden Voraussetzungen. Für kleine Scheibendurchmesser, geringe Achsenabstände und ebenso für nicht ausgefütterte Scheiben ist P kleiner zu nehmen. Sind N, v und n bekannt, so folgt mit Benutzung der Gl. 27 aus $P v = 75\, N$

$$d^2 = \frac{3}{4} \frac{N}{v}$$

und mit $D = 200\,d$

$$d \gtreqless \sqrt[3]{\frac{45}{2\pi}\frac{N}{n}} = 1{,}93 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}.$$

Für das gezogene Seilstück wird (unter den vorstehenden Bedingungen) nach Gl. 16

$$S_2 = 100\,d^2 + 0{,}35 \frac{25^2}{9{,}81} d^2 = \sim 123\,d^2,$$

so daß das Seil mit einer Spannung

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2} = 173\,d^2$$

aufgelegt werden muß.

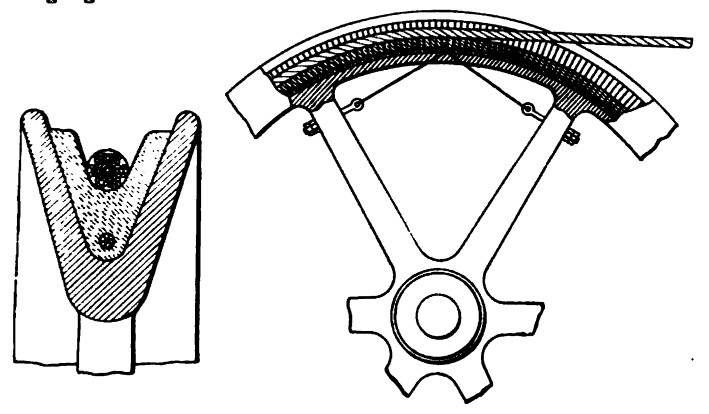


Fig. 130.

Die Pfeilhöhe des Seiles im Ruhezustande würde dann — vorausgesetzt, daß die Arbeitsverluste (infolge der Zapfenreibung und der Seilsteifigkeit), ferner der Einfluß des Temperaturwechsels entsprechende Berücksichtigung gefunden hätten — für $x = 50$ m nach Gl. 19 S. 152 betragen

$$y_0 = \frac{0{,}35\,d^2\,50^2}{2 \cdot 173\,d^2} = 2{,}529 \text{ m}.$$

β) Drahtseilscheiben.

Man nimmt den Durchmesser der Seilscheiben — gleichgültig ob getriebene oder treibende Scheibe — und den Durchmesser der Zwischenrollen mit Rücksicht auf die Betriebsdauer des Seiles

$$D \gtreqless 150\,d \text{ bis } 175\,d.$$

Der Durchmesser der Tragrollen wird $= 0{,}8\,D$ gewählt. n (= 100 bis 130) und D sind so zu wählen, daß bei Übertragung geringer Kräfte die Seilgeschwindigkeit $v = 6$ bis 10 m/sek, bei größeren Kräften $v = 20$ bis 30 m/sek. wird.

Die Rillen des gußeisernen Scheibenkranzes werden in der Regel mit Leder, seltener mit Hanf, Guttapercha oder Holz ausgefüttert.

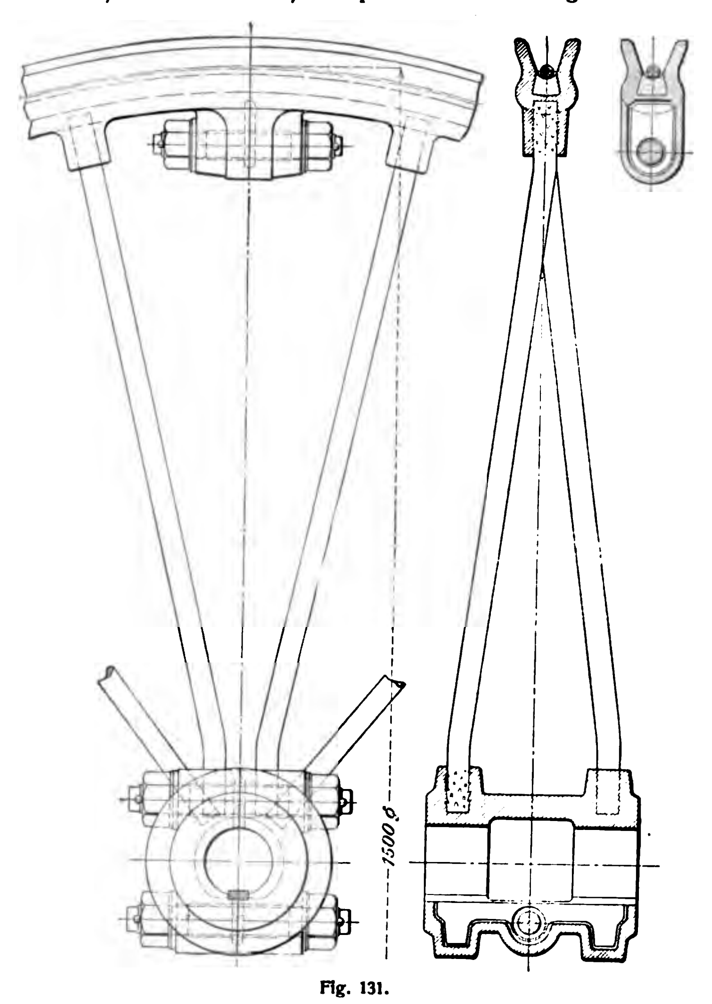


Fig. 131.

Fig. 129 zeigt eine Drahtseilscheibe von 1000 mm Durchmesser mit eingelegten schwalbenschwanzförmigen Lederplättchen für einfache Rille.

Bei der Fig. 130 ersichtlichen Drahtseilscheibe von G. Heckel in St. Johann-Saarbrücken werden der Form der Kranzrille angepaßte Lederplättchen durch eine Drahtlitze gehalten, deren beide Enden mittels Ösenschrauben an Armen der Scheibe befestigt sind.

Größere Scheiben werden zweiteilig gegossen und in gleicher Weise, wie bei Riemenscheiben und Zahnrädern erörtert wurde, miteinander verbunden. Zuweilen bestehen nur Kranz und Nabe aus Gußeisen und es sind die aus Rundeisen hergestellten Arme in diese Teile eingegossen, wobei die Rundstäbe aufgerauht und verzinnt werden (Fig. 131) oder aber eingedrehte Ringnuten erhalten. An Stelle der massiven Rundstäbe finden auch gezogene Röhren (z. B. Gasrohre) als Arme Verwendung.

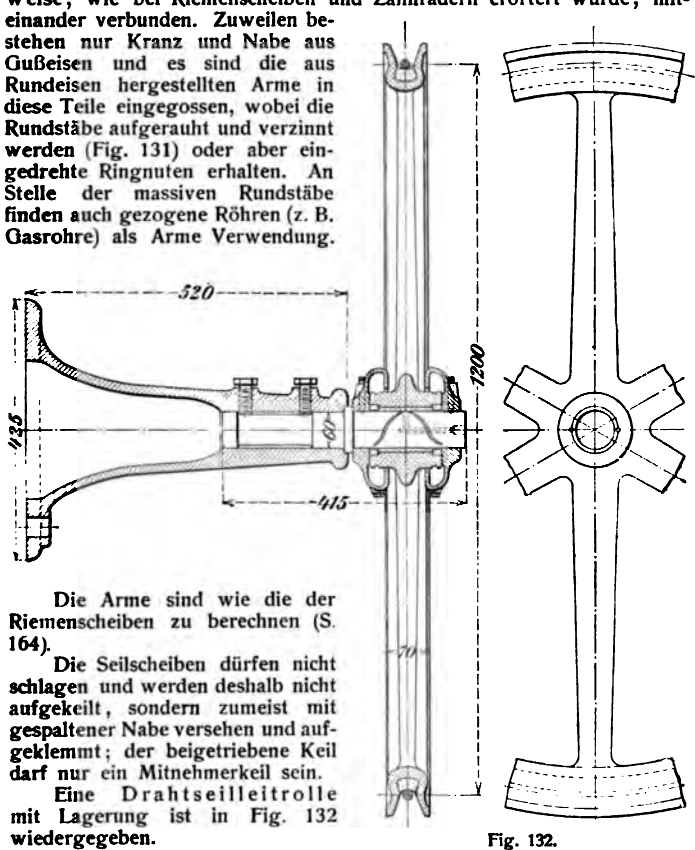


Fig. 132.

Die Arme sind wie die der Riemenscheiben zu berechnen (S. 164).

Die Seilscheiben dürfen nicht schlagen und werden deshalb nicht aufgekeilt, sondern zumeist mit gespaltener Nabe versehen und aufgeklemmt; der beigetriebene Keil darf nur ein Mitnehmerkeil sein.

Eine Drahtseilleitrolle mit Lagerung ist in Fig. 132 wiedergegeben.

2. Hanfseilbetrieb.

Derartige Betriebe kommen zumeist als solche mit Dehnungsspannung, in neuerer Zeit mehr und mehr auch als solche mit Belastungsspannung zur Ausführung.

Sind im ersteren Falle (Dehnungsspannung) die erforderlichen Spannungen S_1 und S_2 des Seiles durch straffes Anspannen desselben

allein nicht zu erreichen, so muß noch für genügende Pfeilhöhe des durchhängenden Seiles gesorgt werden. In der Regel erfolgt beim Hanfseilbetriebe die Kraftübertragung durch mehrere, auf einer gemeinsamen Scheibe nebeneinander liegende Seile von höchstens 50 bis 55 mm Durchmesser, die dann, je nach Bedürfnis, die Kraft wieder gesondert abgeben können.

Bei größeren Entfernungen der zu übertragenden Kräfte werden auch hier Zwischenrollen oder Tragrollen in 20 bis 25 m Abstand, ähnlich wie bei Drahtseilen (s. d.), angeordnet.

Das Hanfseil besteht meist aus drei Litzen, deren jede aus einer größeren Zahl schraubenförmig gewundener Fäden zusammengesetzt ist. Als Rohmaterial wird hauptsächlich badischer Schleißhanf und Manillahanf verwendet. Seile aus badischem Schleißhanf sind biegsamer und fester als aus Manillahanf.

Ist d der Seildurchmesser und δ der Litzendurchmesser, so ist $d \sim 2{,}2\,\delta$, mithin der Gesamtquerschnitt der Litzen etwa nur das 0,62 fache der Fläche $\frac{\pi}{4}\,d^2$. Die Ganghöhe der Litzenschraubenlinien beträgt im Mittel etwa $5\,\delta$.

Gangbare Abmessungen und Gewichte von Treib-Hanfseilen ergeben sich aus der folgenden Zusammenstellung.

Treib-Hanfseile
der Mannheimer Dampfseilerei A.-G. vorm. L. Wolff in Mannheim.

Seilgewicht in kg/lfd. m.

Seildurchmesser in mm		25	30	35	40	45	50	55	60
Schleißhanfseile	in Patentdrehung, fest gedreht und fest geschlagen .	0,6	0,8	1,2	1,4	1,7	2,1	2,5	2,9
	in loser, leichter Drehung . . .	0,5	0,65	0,9	1,2	1,45	1,75	2,1	2,5
Manillaseile	in Patentdrehung, fest gedreht und fest geschlagen .	0,5	0,7	1,1	1,3	1,6	1,9	2,4	2,8
	in loser, leichter Drehung . . .	0,45	0,6	0,8	1,0	1,3	1,6	1,85	2,35

Die Leistungen von Treib-Hanfseilen bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Beanspruchungen sind aus der nachstehenden Zusammenstellung der Mannheimer Dampfseilerei A.-G. vorm. L. Wolff zu entnehmen.

Seil-durchmesser mm	Ein Seil überträgt PS bei einer Beanspruchung von											
	6 kg/qcm			7 kg/qcm			8 kg/qcm			9 kg/qcm		
	Seilgeschwindigkeit m/sek			Seilgeschwindigkeit m/sek			Seilgeschwindigkeit m/sek			Seilgeschwindigkeit m/sek		
	10	15	20	10	15	20	10	15	20	10	15	20
30	5,5	9	11	7	10	14	8	12	16	8	12	16
35	8	12	16	9	13,5	18	10	15	20	11	16,5	22
40	10	15	20	12	17,5	24	13	20	26	14	21	28
45	12	18	24	15	22	28	17	25	34	19	28,5	38
50	16	25	32	18	27,5	36	20	30	40	24	36	48
55	20	30	40	22	33,5	44	25	37	50	28	42	56
60	23	35	46	26	40	52	30	45	60	34	51	68

Den Achsenabstand wählt man bei Betrieben mit Dehnungsspannung 6—8 m bis 40—50 m. Bei geringer Entfernung der Seilscheiben ist auf möglichste Elastizität der Seile, sowie auf geringe Belastung derselben Rücksicht zu nehmen; bei größerer Entfernung kann das Seil, ähnlich wie bei Drahtseilen, geteilt oder durch Tragrollen unterstützt werden.

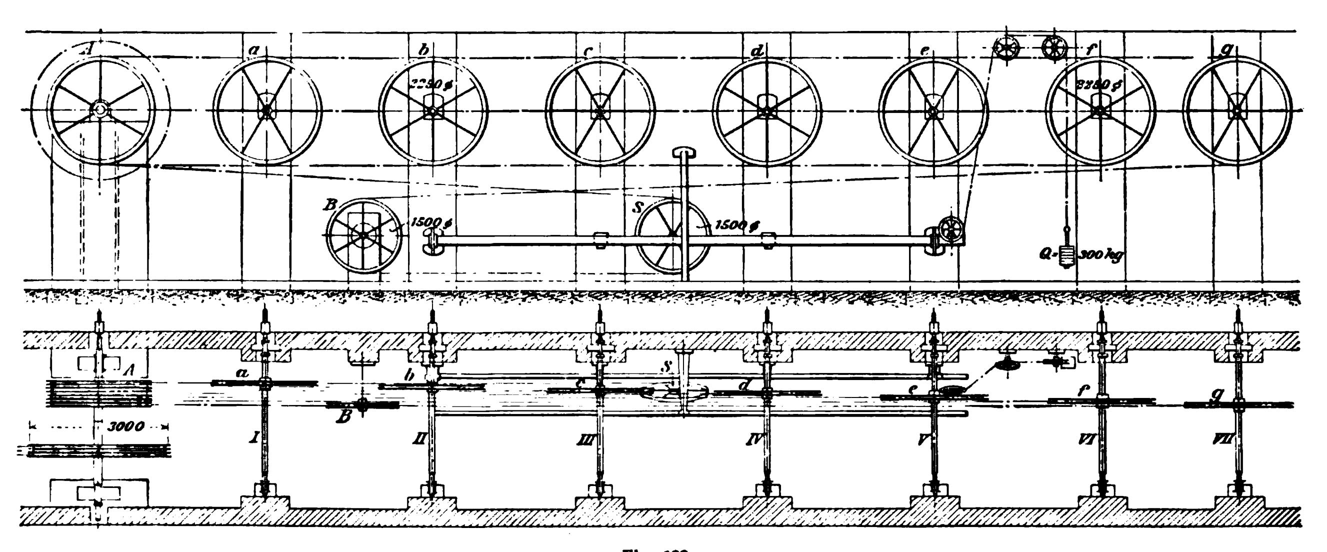
Die Mittelebenen der treibenden und getriebenen Scheibe sollen möglichst in derselben lotrechten Ebene liegen. Das untere Seilstück sei das ziehende. Gegen die das Seil verkürzende Feuchtigkeit der Luft helfen reichliche Seildurchsenkungen.

Bei den Betrieben mit Belastungsspannung wird, zumal wenn die Krafabgabe auf mehrere Wellenstränge erfolgt, ein endloses Seil über die verschiedenen Scheiben geführt, und zwar leitet man das Seil am besten nach jeder Umschlingung einer getriebenen Scheibe auf die gemeinsame treibende Scheibe zurück und schließlich über eine Spannrolle, die auf einem durch ein Belastungsgewicht gezogenen Wagen ruht. Das Seil wird also jedesmal entlastet, bevor es aufs neue Kraft überträgt, d. h. die Spannung im getriebenen (auflaufenden) Seil bleibt bei jeder Rillenumschlingung dieselbe. Hierdurch wird erreicht, daß fortwährend eine gleichmäßige, von nachteiligen Einwirkungen (Temperatur- und Feuchtigkeitswechsel) unabhängige Seilspannung vorhanden ist.

Derartige als Kreisseiltriebe bezeichnete Anordnungen sind auch für im Freien befindliche und für lotrechte Antriebe möglich.

Fig. 133 zeigt einen von der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei A.-G. in Penig ausgeführten Kreisseiltrieb für sieben in gleicher Höhe liegende Wellenstränge I bis VII.

Das von der schrägliegenden Spannrolle S kommende Seilstück läuft unten in die erste Rille der treibenden Scheibe A, sodann nach Scheibe a der Welle I, der zweiten Rille der Scheibe A, Scheibe b der Welle II, der dritten Rille der Scheibe A, Scheibe c der Welle III usw., schließlich von der Scheibe g des letzten Wellenstranges VII über die Leitrolle B nach der Spannrolle S zurück.



A
a
b
c
d
e
f
g
2250 ϕ
2250 ϕ
B
1500 ϕ
S
1500 ϕ
Q = 300 kg
3000
I
II
III
IV
V
VI
VII

Fig. 133.

B e r e c h n u n g. Die Wellenstränge I bis VI sollen je 16 PS, der letzte Wellenstrang nur 8 PS abgeben; es ist demnach

$$\Sigma N = 104 \text{ PS}.$$

Mit dem gewählten $v \sim 15$ m/sek. — der Scheibendurchmesser beträgt je 2,250 m, die Umlaufzahl 128 in der Minute — ergibt sich

$$\Sigma P = \frac{75 \, \Sigma N}{v} = \frac{75 \cdot 104}{15} = 520 \text{ kg}$$

und
$$P_1 = \frac{75 \cdot 16}{15} = 80 \text{ kg} = P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_6,$$

ferner
$$P_7 = \frac{75 \cdot 8}{15} = 40 \text{ kg}.$$

Somit erfordern die ersten sechs Wellenstränge den größten Zug Q an der Spannrolle.

Es folgt mit $e^{\mu\alpha} = 2{,}67$ (für $\alpha = \pi$ und einem Rillenwinkel von 45°)

$$\frac{Q}{2} = (e^{\mu\alpha} - 1) \, P_1 = 1{,}67 \cdot 80 \sim 135 \text{ kg}.$$

In der Ausführung ist $Q = 300$ kg gewählt, demnach ergibt sich die Beanspruchung des Seiles vom Durchmesser $d = 35$ mm zu

$$k_z = \frac{\Sigma P + \frac{Q}{2}}{0{,}62 \frac{\pi}{4} d^2} = \frac{520 + 150}{0{,}62 \frac{\pi}{4} 3{,}5^2} \sim 112 \text{ kg/qcm}.$$

Die Größe der Belastung Q des Spannwagens ist nach den örtlichen und Betriebsverhältnissen zu bestimmen. Ruhiger, gleichmäßiger Betrieb erfordert geringere Belastung als ein stark schwankender — ebenso kann ein schräger oder lotrechter Trieb geringer belastet werden als ein wagerechter Trieb. Sobald das Seil eingelaufen ist, kann die Belastung verringert werden.

Bei Anordnung von Kreisseiltrieben ist ferner zu beachten, daß das g e z o g e n e Seil über die Spannrolle geführt und das Seil möglichst in derselben Richtung gebogen wird; auch empfiehlt es sich, Scheiben von großem, dagegen Seile von kleinem Durchmesser zu verwenden.

Einen W i n k e l - K r e i s s e i l t r i e b der vorgenannten Firma zeigt Fig. 134. Derselbe überträgt mit sechs Seilen von je 50 mm Durchmesser 250 PS von einer Welle mit 160 minutlichen Umdrehungen auf eine zu dieser im rechten Winkel liegenden Welle, die $\sim$ 250 minutliche Umdrehungen ausführt. Die Seilscheiben haben 2800 bezw. 1800 mm, die beiden sechsrilligen Leitrollen je 1800 mm Durchmesser.

In neuerer Zeit werden von der Q u a d r a t s e i l f a b r i k „P a t e n t B e c k" in Mannheim gefertigte q u a d r a t i s c h g e f l o c h t e n e Hanfseile häufig angewendet. Als wesentliche Vorteile derselben, gegenüber den Rundseilen, werden neben größerer Biegsamkeit und geringerer Dehnbarkeit hervorgehoben, daß sie während des Betriebes stets in der gleichen Lage bleiben und sich nicht drehen, wodurch die Abnutzungen von Seil und Seilrille geringer und die mit der Drehung verbundenen

Arbeitsverluste vermieden werden. Da sie schon vor dem Auflegen auf die Scheiben gestreckt werden und zusammengehörige Seile sich von durchaus gleichmäßiger Stärke und Länge herstellen lassen, fallen die Gleitverluste geringer aus als bei Rundseilen.

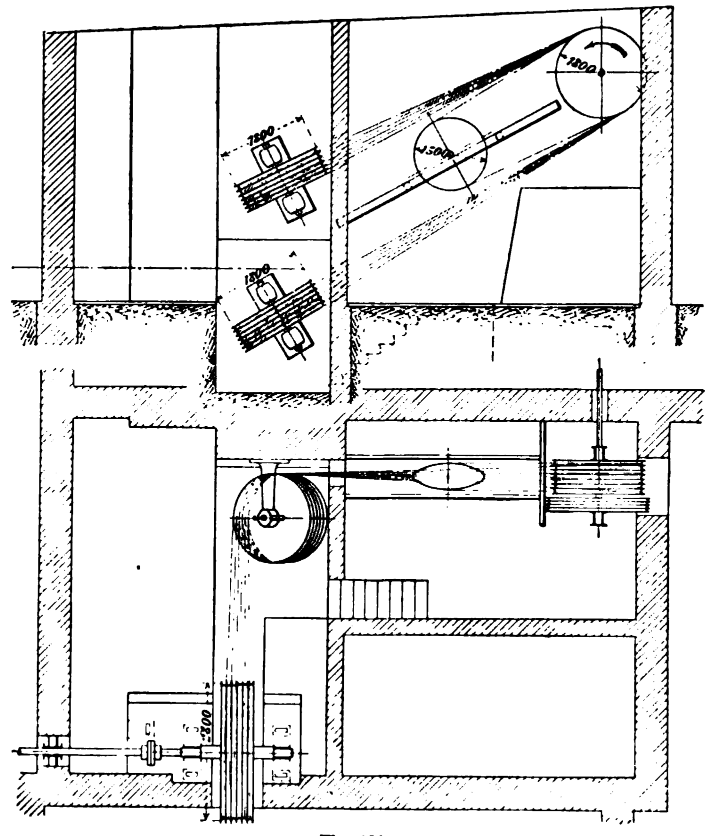


Fig. 134.

Die nachstehende Tabelle gibt einen Anhalt über die Anwendung dieser Seile. Am meisten werden solche von 45 mm Stärke (Seitenlänge des dem Seilquerschnitt umschriebenen Quadrates) verwendet.

Die genannte Firma empfiehlt mit Rücksicht auf Abnutzung die Beanspruchung des Seilquerschnittes nicht größer als 7 kg/qcm zu nehmen.

Quadratseile „Patent Beck".

Seil			Kleinster Scheiben-durchmesser	Ein Seil überträgt PS bei einer Beanspruchung von								
				6 kg/qcm			7 kg/qcm			8 kg/qcm		
Stärke	Querschnitt	Gewicht ca.		Seilgeschwindigkeit m/sek			Seilgeschwindigkeit m/sek			Seilgeschwindigkeit m/sek		
mm	qcm	kg/lfd. m	mm	10	15	20	10	15	20	10	15	20
25	6,25	0,50	375	5,0	7,4	10,0	5,7	8,6	10,4	7,0	10,5	14,0
30	9,00	0,80	450	7,0	10,5	14,0	8,4	12,6	16,8	9,6	14,4	19,2
35	12,25	1,00	700	10,0	14,6	20,0	11,3	17,0	22,6	13,0	19,5	26,0
40	16,00	1,35	800	13,0	19,0	26,0	15,0	22,5	30,0	17,0	25,5	34,0
45	20,25	1,65	900	16,0	24,0	31,0	19,0	28,5	38,0	21,5	32,2	43,0
50	25,00	2,00	1100	20,0	30,0	40,0	23,3	35,0	46,5	26,6	40,0	53,2
55	30,25	2,50	1400	24,0	36,0	48,0	28,3	42,5	56,5	32,4	48,0	64,0

Besondere Rillen sind für die Quadratseile im allgemeinen nicht erforderlich.

Als Arbeitsverluste beim Hanfseilbetrieb kommen die Widerstände der Zapfenreibung und der Seilsteifigkeit, ferner die hier unter Umständen sehr beträchtlichen Gleitverluste des Seiles in Betracht.

Der Zapfendruck $2\,S_0$ ist in entsprechender Weise wie beim Riemen zu beurteilen — er steigert sich bei einem neu aufgelegten Seile bis $40\,d^2$ (d = Seildurchmesser in cm) und darüber.

Der verhältnismäßige Arbeitsverlust infolge der Seilsteifigkeit kann für mittlere Verhältnisse zu etwa 4 bis 5 % angenommen werden.

Der Gleitverlust ist erheblich höher als beim Riemenbetriebe und kann nicht wie dort vernachlässigt werden, zumal nicht bei Antrieben mit einer größeren Anzahl von Hanfseilen. Es ist beinahe unmöglich, nebeneinander liegende Seile gleich straff aufzuziehen, auch immer Seile von gleichen Abmessungen und infolgedessen gleicher Dehnbarkeit während des Betriebes zu erhalten. Beide Übelstände haben Gleitverluste zur Folge. Bei größerer Seilzahl können diese letzteren bis zu etwa 10 % der übertragenen Höchstleistung ausmachen. Mit der Verwendung von Quadratseilen anstatt der Rundseile lassen sich, wie schon bemerkt, die Gleitverluste verringern.

α) Berechnung der Hanfseile.

Für wagerechten oder nur wenig schiefen Betrieb und unter normalen Verhältnissen (genügender Achsenabstand, nicht zu bedeutender Wechsel in der Größe von P, vorzüglichem Material etc.) kann für mittlere Geschwindigkeiten von etwa $v = 15$ bis 20 m/sek gesetzt werden

$$P = 3\,d^2 \text{ bis } 4\,d^2, \quad D \geqq 30\,d \text{ und } \alpha \geqq 2{,}5;$$
$$P = 5\,d^2 \text{ bis } 6\,d^2, \quad D \geqq 50\,d \text{ und } \alpha \geqq 3.$$

Für größere Geschwindigkeiten bis etwa $v = 30$ m/sek und darüber kann bei Verwendung großer Scheiben und unter sonst günstigen Verhältnissen mit P bis $9\,d^2$ gegangen werden. Die vorstehenden Zahlenwerte gelten für Betriebe mit Dehnungsspannung; für solche mit Belastungsspannung können dieselben unter sonst gleichen Verhältnissen um etwa ein Viertel höher gewählt werden.

Mit z Seilen folgt aus

$$P z v = 75\,N \text{ und } P = 6\,d^2 \text{ bis } 3\,d^2$$

$$z\,d^2 = 12{,}5\,\frac{N}{v} \text{ bis } 25\,\frac{N}{v}.$$

Für $P = 4{,}5\,d^2$, $q = 0{,}075\,d^2$, $v = 20$ m/sek, $e^{\mu\alpha} \sim 2$ (Rille keilförmig nach Fig. 135, S. 187) wird nach Gl. 16 (S. 151)

$$S_1 \sim 12\,d^2 \text{ und } S_2 \sim 7{,}6\,d^2,$$

demnach

$$S_0 \sim 9{,}8\,d^2.$$

Für eine Scheibe mit $D = 60$ cm wird bei $P = 4{,}5\,d^2$ und z Seilen

$$75\,N = P z \frac{\pi D}{100}\,\frac{n}{60} = 4{,}5\,d^2 z\,0{,}6\,\pi\,d\,\frac{n}{60},$$

also

$$z = \frac{5000\,N}{3\,\pi\,n\,d^3} \sim 530\,\frac{N}{n\,d^3}.$$

In der Regel werden bei Anlagen bis zu fünf Seilen ein Seil, bei größeren Anlagen zwei bis drei Seile mehr genommen, als die vorstehende Gleichung erfordert.

β) Hanfseilscheiben.

Den Scheibendurchmesser runder Hanfseile wählt man für die kleinere von zwei zusammenarbeitenden Scheiben

$$D = 30\,d \text{ bis } 50\,d.$$

Die größere Scheibe ist in der Regel die treibende.

Quadratische Seile arbeiten auch bei kleineren Scheiben noch günstig (s. Angaben in der Tabelle über Quadratseile „Patent Beck" S. 185).

Die Rillen sollen möglichst glatt, mit gleichem Durchmesser und Querschnitte gedreht sein.

Für die Treib- und Zwischenrollen wählt man die Rillenform nach Fig. 135, wobei d der Seildurchmesser in mm und $\operatorname{tg}\beta = \frac{8}{20}$ bis $\frac{9}{20}$ oder $2\beta \sim 45^0$; die Tragrollen erhalten eine auf dem Grunde nach dem Durchmesser d kreisförmig ausgedrehte Rille (Fig. 185).

Fig. 137 zeigt eine zweirillige, zwischen den Armen geteilte Hanfseilscheibe von 1100 mm Durchmesser der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau, Fig. 138 eine fünf- bezw. achtrillige, in den Armen geteilte derartige Scheibe mit einem bezw. mit zwei Armsternen des Eisenwerkes Wülfel in Wülfel vor Hannover. Eine aus zwei, je zwischen den Armen geteilten Scheiben zusammengesetzte, gleichzeitig als Schwungrad dienende Hanfseilscheibe von 6000 mm Durchmesser und 2380 mm gesamter Breite für 36 je 50 mm

dicke Seile läßt Fig. 139 erkennen. Jede einzelne Scheibe ist mit zwei konzentrischen Kranzverstärkungsrippen versehen, die mit den Armen

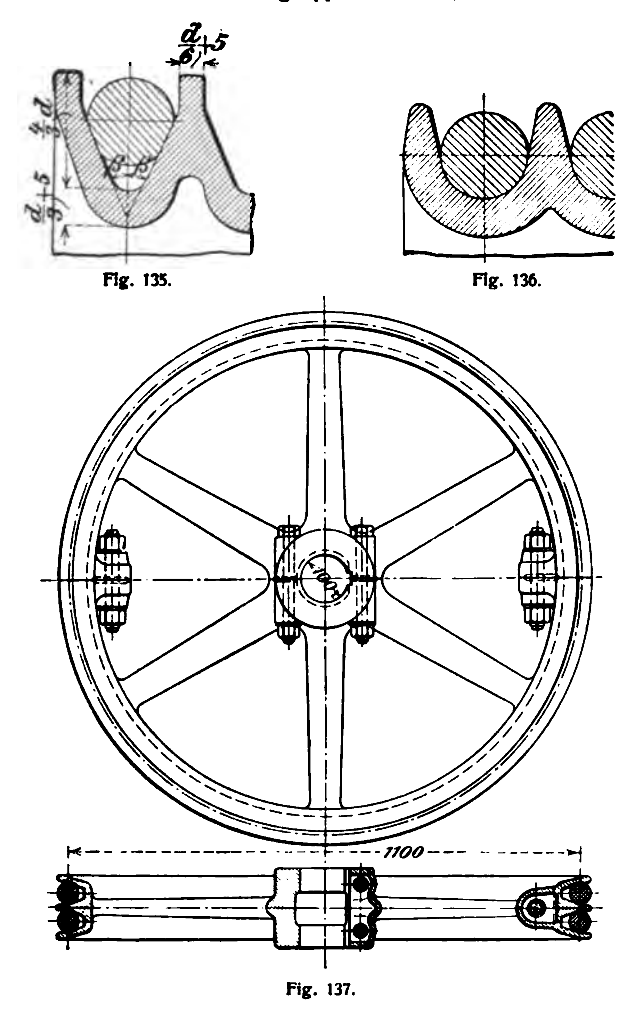


Fig. 135.

Fig. 136.

Fig. 137.

durch kurze radiale Rippen verbunden sind. In den Zahnkranz der einen Scheibe greifende Klinken eines Schaltwerkes ermöglichen die Drehbewegung des Rades.

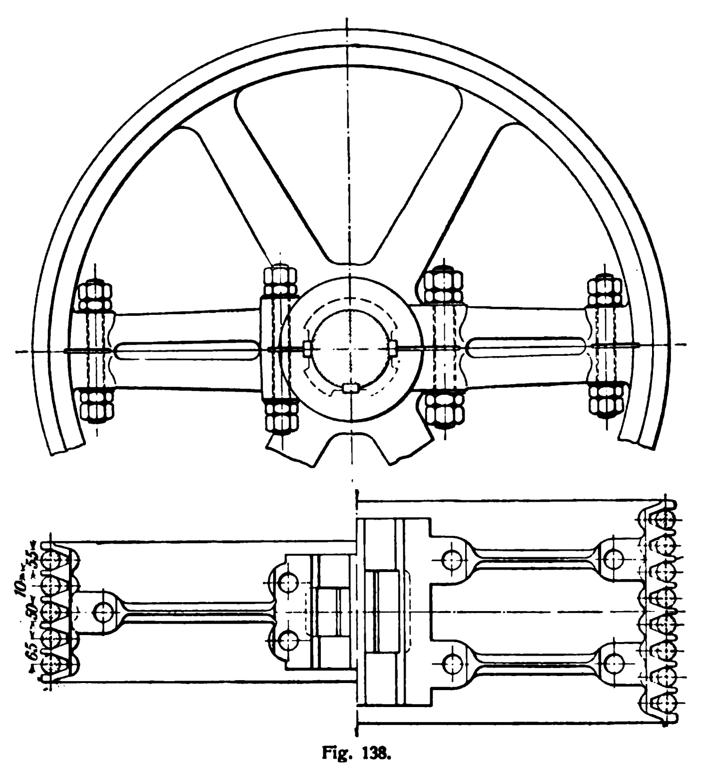


Fig. 138.

Nachstehende Tabelle gibt die Gewichte gußeiserner Hanfseilscheiben mit 1 bis 10 Rillen für Seile von 45 mm Durchmesser.

Gewichte gußeisener Hanfseilscheiben in kg.
Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G. in Dessau.
Die oberen Zahlen gelten für ungeteilte, die unteren für geteilte Scheiben.

Scheiben-durchmesser mm	Anzahl der Rillen für 45 mm Seildurchmesser									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1000	85 95	160 175	233 253	305 325	375 405	465 505	535 575	604 644	672 722	740 790
1200	112 127	202 217	289 309	373 393	455 485	575 615	657 697	739 779	819 869	900 950

Scheibendurchmesser mm	Anzahl der Rillen für 45 mm Seildurchmesser									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1400	139	244	344	441	535	685	780	874	966	1060
	154	259	364	461	585	725	820	924	1016	1120
1600	167	288	403	514	622	802	910	1017	1123	1230
	182	308	423	534	652	842	950	1067	1173	1290
1800	196	334	466	593	716	926	1047	1168	1289	1410
	211	354	486	613	746	966	1097	1218	1339	1470
2000	225	380	529	672	810	1050	1185	1320	1455	1590
	245	400	549	702	850	1090	1235	1370	1505	1650
2200	257	432	601	762	918	1190	1343	1496	1649	1802
	277	452	621	792	958	1240	1393	1546	1709	1872
2400	289	484	672	853	1026	1330	1501	1672	1843	2014
	309	504	697	883	1066	1380	1551	1722	1903	2084
2600	320	538	748	950	1144	1480	1670	1862	2053	2243
	340	558	773	980	1184	1530	1720	1922	2113	2313
2800	350	594	829	1055	1272	1640	1853	2066	2278	2489
	370	614	854	1085	1322	1690	1903	2126	2338	2559
3000	380	650	910	1160	1400	1800	2035	2270	2504	2735
	405	680	940	1195	1450	1850	2085	2330	2564	2805

Fig. 139.

3. Baumwollseilbetrieb.

Bei Antrieben mit Baumwollseilen erfolgt die Kraftübertragung durch Dehnungsspannung wie beim Riemenbetriebe, es gilt demnach das dort Gesagte auch hier. Bei großen Seillängen sind Tragrollen anzuordnen. Zufolge der Geschwindigkeit und großen Elastizität der Baumwollseile kann der Rollendurchmesser und auch der Achsenabstand klein gewählt werden. Mit letzterem geht man auf das 1,5-fache der Scheibendurchmesser-Summe herunter.

Abmessungen und Gewichte gebräuchlicher Treib-Baumwollseile sind aus der nachstehenden Tabelle zu entnehmen.

Treib-Baumwollseile.
Felten & Guilleaume in Köln (Rhein).

Seildurchmesser in mm	20	25	30	35	40	45	50	55
Seilgewicht in kg/lfd. m	0,280	0,470	0,670	0,930	1,200	1,500	1,850	2,100

Für den Antrieb von Schiebebühnen, Laufkranen etc. werden Baumwollseile in Stärken von 16 bis 22 mm verwendet.

Der Geschwindigkeitsverlust infolge des Gleitens des Seiles auf der Scheibe ist wegen des kleineren Wertes von E erheblich größer als bei Hanfseilen.

α) Berechnung der Baumwollseile.

Treib-Baumwollseile werden wie Hanfseile berechnet.

Bei Laufkranen kann gesetzt werden

$$P \gtrless 9\,d^2, \text{ für } D \lesseqgtr 30\,d,$$

so daß bei $v_{max} = 25$ m/sek und dem gebräuchlichen $d = 16$ mm

$$\frac{9 \cdot 1{,}6^2 \cdot 25}{75} = \sim 8 \text{ PS}$$

übertragen werden können.

β) Baumwollseilscheiben.

Den Durchmesser der Seilscheiben wählt man

$$D = 20\,d \text{ bis } 30\,d.$$

Die Treibrollen erhalten Rillen nach Fig. 135; bei Rollen für Laufkrane pflegt man den Winkel β etwa 15° zu nehmen.

Die Leitrollen werden mit Rillen nach Fig. 136 versehen.

D. Zapfen.

Je nachdem der Zapfendruck senkrecht zur Längsachse des Zapfens oder aber in Richtung derselben wirkt, unterscheidet man Trag- und Spurzapfen. Erstere werden als Stirnzapfen bezeichnet, wenn sie das Ende einer Welle bilden; anderenfalls heißen sie Halszapfen.

Bei Bestimmung der Zapfenabmessungen kommen in Betracht:

die Festigkeit (Sicherheit gegen Abbrechen);

der Flächendruck zwischen Zapfen und Lager (Sicherheit gegen das Anfressen der Gleitflächen);

die Reibungsarbeit (Sicherheit gegen das Heißlaufen).

Es bezeichne
- P den größten Zapfendruck in kg,
- d den Durchmesser des Zapfens in cm,
- l die Länge des Zapfens in cm,
- W das Widerstandsmoment des Zapfenquerschnittes in ccm,
- k_b die zulässige Biegungsspannung des Materials in kg/qcm,
- k den zulässigen Flächendruck in kg/qcm.

a) Cylindrischer Tragzapfen (Fig. 140).

Die Rücksicht auf Festigkeit ergibt für den vollen Stirnzapfen (als eingemauerter Balken betrachtet, der eine gleichmäßig verteilte Last P trägt)

$$P\,0{,}5\,l = W k_b \sim 0{,}1\,d^3 k_b \quad . \quad \mathbf{28}$$

und für den hohlen Stirnzapfen (d_2 = äußerer, d_1 = innerer Durchmesser)

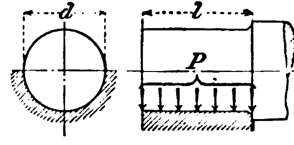


Fig. 140.

$$P\,0{,}5\,l = W k_b \sim 0{,}1\,\frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} k_b.$$

In den meisten Fällen wechselt die Kraftrichtung, so daß nach der Belastungstabelle auf S. 53 für die zulässige Biegungsspannung zu setzen ist

für Flußstahl	für Fluß- und Schweißeisen
k_b = 400 bis 500 kg/qcm,	300 bis 400 kg/qcm,
für Gußeißen	für Stahlguß
150 bis 250 kg/qcm,	250 bis 350 kg/qcm.

Wechselt die Beanspruchung nicht vollständig, so können entsprechend höhere Werte in Rechnung gestellt werden.

Mit Rücksicht auf die Größe des zulässigen Flächendruckes wird, wenn der Zapfen zur Hälfte vom Lager umschlossen ist,

$$P = k\,l\,d \text{ bezw. } k\,l\,d_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{29}$$

Aus Gl. 28 und 29 folgt für den vollen Zapfen

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2\,k_b}{k}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{30}$$

Die Schulterhöhe des Zapfens wählt man

$$\tfrac{1}{16}\,d + 0{,}5 \text{ cm bis } \tfrac{1}{10}\,d + 0{,}5 \text{ cm}.$$

Für die Wahl des Flächendruckes k sind außer dem Material des Zapfens und der Lagerschale maßgebend die Güte der Ausführung, die Vollkommenheit der Schmierung, die Stärke der Wärmeentziehung, die minutliche Umdrehungszahl n bezw. die Umfangsgeschwindigkeit v des Zapfens u. s. w.

Für beständig in nachstellbaren Lagern umlaufende Zapfen kann der größte Flächendruck k unter gewöhnlichen Verhältnissen betragen:

bei gehärtetem Tiegelstahl auf gehärtetem Tiegelstahl . . . . bis 150 kg/qcm,
„ gehärtetem Tiegelstahl auf Bronze . . . . „ 90 „
„ ungehärtetem „ „ „ . . . . „ 60 „

bei	kg/qcm
Fluß- u. Schweißeisen m. glatter dichter Oberfläche auf Bronze .	bis 40,
Schweißeisen mit nicht ganz reiner Oberfläche oder Gußeisen auf Bronze	„ 30,
Schweißeisen mit nicht ganz reiner Oberfläche auf Gußeisen .	„ 25,
Fluß- u. Schweißeisen auf Pockholz bei Wasserschmierung . .	„ 25.

Für Zapfen, die sich nicht beständig drehen, sondern nur schwingen, kann mit k erheblich höher gegangen werden. Für die aus Flußstahl gefertigten und auf Bronze laufenden Kurbel- und Kreuzkopfzapfen normaler Dampfmaschinen wählt man $k = 60$ bis 70 bezw. 75 bis 80 kg/qcm; bei Dampfmaschinen mit hoher Umdrehungszahl findet sich hierfür $k = 40$ bezw. 50 kg/qcm.

Bei Verbrennungsmotoren nimmt man — entsprechend den hohen Verpuffungsspannungen (bis 25 atm) — für den Kurbel- und Kolbenzapfen $k_{max} = 100$ bis 120 bezw. 125 kg/qcm, womöglich jedoch noch erheblich weniger.

Bei Schwungradwellenzapfen von Dampfmaschinen geht man nicht gern über $k = 15$ bis 16 kg/qcm. Für die Kurbelzapfen von Lochmaschinen und Scheren nimmt man $k \gtreqless 200$ kg/qcm.

Damit der Zapfen nicht heiß läuft, ist erforderlich, daß die in Wärme übergeführte Zapfenreibungsarbeit denjenigen Betrag nicht überschreitet, dessen gleichwertige Wärmemenge ohne Herbeiführung einer unzulässigen Temperatur noch abgeleitet werden kann.

Unter der Annahme, daß die ganze Reibungsarbeit A des Zapfens (in mkg/sek) sich in Wärme umwandelt, und ferner eine dem Produkte $l\,d$ (in qcm) proportionale Wärmemenge abführbar ist, kommt obige Forderung darauf hinaus, daß die (spezifische) Reibungsarbeit A_s in mkg/sek auf 1 qcm Zapfenprojektion für gleichartige und unter gleichen Verhältnissen arbeitende Zapfen einen zulässigen Wert nicht überschreitet, d. h.

$$A_s \gtreqless \frac{A}{l\,d} = \frac{\frac{4}{\pi}\,\mu\,P_m\,\frac{d\,\pi\,n}{60 \cdot 100}}{l\,d} = \frac{\mu\,P_m\,n}{1500\,l}. \quad \text{Wird gesetzt} \quad \frac{1500\,A_s}{\mu} = w,$$

so folgt

$$l \gtreqless \frac{P_m\,n}{w} \quad \text{oder} \quad n \lesseqgtr w\,\frac{l}{P_m}, \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{31}$$

worin n die minutliche Umdrehungszahl des Zapfens, P_m den mittleren Zapfendruck und w eine Erfahrungszahl bedeutet, die um so größer ausfällt, je kleiner die Reibung ist und je günstiger die Verhältnisse für die Wärmeableitung liegen. (Bei den im Viertakt arbeitenden Verbrennungsmotoren setzt sich der mittlere Zapfendruck aus denjenigen der zu einem vollen Arbeitsgange gehörigen vier Hübe zusammen.)

Für die Kurbelzapfen, mit Stahl- oder Bronzelagern, bei denen beide Schalen durch den Luftzug gleichmäßig abgekühlt werden, ist $w = 40\,000$ $\left(\text{entsprechend } A_s = 1{,}33 \text{ und } \mu = \frac{1}{20}\right)$ und unter sehr günstigen Verhältnissen (d. h. bei kleinem l und k, Weißmetalllagern und vorzüglicher Schmierung) w bis 90 000 (entsprechend $A_s = 3$) zu wählen. Für die Schwungradwellenzapfen (Wärmeabfuhr nur durch die untere Lagerschale möglich, der kühlende Luftzug fehlt) ist $w = 15\,000$ bis 30 000 bei Bronzeschalen, und $w = 30\,000$ bis 45 000 bei Weißmetallschalen zu setzen. Durch Wasserkühlung läßt sich w noch erheblich steigern.

Die **Berechnung des Zapfens** ist in der Weise durchzuführen, daß zunächst aus Gl. 30 das Verhältnis $\frac{l}{d}$, dann mittels Gl. 29 die Größen d und l bestimmt werden. Befriedigt dieses l die Gl. 31, so können d und l beibehalten werden, anderenfalls ist l aus Gl. 31 zu ermitteln und hiermit aus Gl. 28 der Wert von d.

Beispiel. Es sollen die Abmessungen des Kurbel- und Kreuzkopfzapfens einer mit Auspuff arbeitenden Dampfmaschine (Cylinderdurchmesser $D = 40$ cm, Hub $s = 75$ cm, mittlere Einströmungsspannung des Dampfes $p = 6$ kg/qcm, mittlere Ausströmmungsspannung $p' = 1{,}3$ kg/qcm, minutliche Umdrehungszahl $n = 80$) bestimmt werden.

Mit dem Verhältnis der Kurbel- zur Schubstangenlänge 1 : 5 ergibt sich der Druck auf den Kurbelzapfen bei Nichtberücksichtigung des Kolbenstangenquerschnittes zu

$$\frac{\pi}{4} D^2 (p - p') \frac{1}{\cos 11^0 30'} = \frac{\pi}{4} 40^2 . 4{,}7 . \frac{1}{0{,}980} = \frac{5900}{0{,}980} \sim 6020 \text{ kg},$$

während der Druck auf den Kreuzkopfzapfen 5900 kg beträgt.

Berechnung des Kurbelzapfens.

Mit $k_b = 500$ kg/qcm und $k = 60$ kg/qcm folgt aus Gl. 30

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2 . 500}{60}} = \sqrt{1{,}67} \sim 1{,}3.$$

Hiermit ergibt sich aus Gl. 29 mit $P = 6020$ kg

$$6020 = 60 . 1{,}3\, d^2,$$
$$d \sim 9 \text{ cm},$$
$$l = 1{,}3 . d \sim 12 \text{ cm}.$$

Aus Gl. 31 folgt mit $w = 40000$ und dem hier in Betracht kommenden mittleren Zapfendruck $P_m = 4600$ kg (entsprechend einem Füllungsverhältnis $\sim 0{,}5$)

$$l \geqq \frac{4600 . 80}{40000} = 9{,}2 \text{ cm},$$

welche Forderung durch $l = 12$ cm erfüllt ist.

Berechnung des Kreuzkopfzapfens.

Dieser Zapfen wird als sog. Gabelzapfen nach Fig. 141 ausgeführt. Es ist mit Rücksicht auf Festigkeit

$$\frac{Pl}{8} = 0{,}1\, d^3 k_b,$$

ferner erfordert der Flächendruck

$$P = k l d.$$

Man wählt

$$\frac{l}{d} \sim 1{,}5$$

und erhält mit $k = 80$ kg/qcm

$$P = 120\, d^2.$$

Fig. 141.

Hiermit ergibt sich mit $P = 5900$ kg

$$d = \sqrt{\frac{5900}{120}} \sim 7{,}0 \text{ cm},$$
$$l = 10{,}5 \text{ cm}.$$

Die Biegungsfestigkeit folgt aus

$$k_b = \frac{5900 . 10{,}5}{8 . 0{,}1 . 7^3} \sim 225 \text{ kg/qcm};$$

sie liegt weit unter dem zulässigen Werte.

Daß die Abmessungen des nur **schwingenden** Zapfens den Anforderungen in bezug auf das Heißlaufen vollkommen Genüge leisten, ist ohne weiteres ersichtlich!

b) Kugelförmiger Tragzapfen (Fig. 142).

Derselbe wird zumeist als Kurbelzapfen in Fällen verwendet, in denen eine genaue Lagerung des Zapfens Schwierigkeiten bietet, z. B. bei den Treibstangen der Sägegatter. Bezeichnet d_1 den Kugeldurchmesser in cm, so gilt für Tiegelstahl auf Bronze

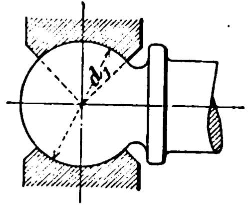


Fig. 142.

$$P = 40\,d_1^2$$

und mit Rücksicht auf das Heißlaufen, sofern die ableitbare Wärme proportional $\frac{\pi}{4} d_1^2$ gesetzt werden darf

$$A_s \gtrless \frac{A}{\frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{\frac{4}{\pi} \mu l \frac{d_1 \pi n}{60 \cdot 100}}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \sim \frac{\mu P n}{1200\, d_1}.$$

Mit $\mu = \frac{1}{20}$ und $A_s = \frac{5}{4}$ wird

$$d_1 \gtrless \frac{Pn}{30\,000}.$$

c) Spurzapfen.

Hier ist in gleicher Weise wie bei Berechnung der Tragzapfen zu verfahren, nur kommen Festigkeitsrücksichten nicht in Betracht.

1. Ebener Spurzapfen (Fig. 143).

Bei Vernachlässigung der Schmiernuten, welche die Auflagerfläche um 10 bis 20 % verkleinern, gilt mit Beibehaltung der früheren Bezeichnungen

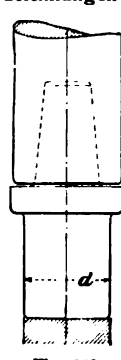


Fig. 143.

$$P = \frac{\pi}{4} d^2 k \sim 0{,}8\, d^2 k.$$

k ist nach S. 191 und 192 mit Rücksicht auf die Art der Drehung des Zapfens zu wählen.

Für Tiegelstahlzapfen auf dichtem hartem Gußeisen (Turbinenzapfen) kann k wie für Bronze genommen werden.

Mit Rücksicht auf das Heißlaufen soll

$$A_s \gtrless \frac{\frac{1}{2} \mu P \frac{d \pi n}{60 \cdot 100}}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{\mu P n}{3000\, d} \text{ sein,}$$

woraus

$$d \gtrless \frac{\mu}{3000\, A_s} P n$$

und mit

$$\frac{3000\, A_s}{\mu} = w$$

$$d \gtrless \frac{Pn}{w} \text{ oder } n \lesseqgtr w \frac{d}{P} \quad \ldots\ldots \quad 32$$

Für die Spurlager von Triebwerken kann $w = 40\,000$ (entsprechend $A_s = \frac{2}{3}$ und $\mu = \frac{1}{20}$) gesetzt werden. Bei Turbinenzapfen findet sich w bis 125 600 (entsprechend $A_s = 2{,}09$); es ist aber ratsam, auch hier unter diesem Werte zu bleiben.

2. Ringförmiger Spurzapfen (Fig. 144).

Hier gelten die Gleichungen

$$P = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)\,k \sim 0{,}8\,(d_2^2 - d_1^2)\,k;$$

$$d_2 - d_1 \gtrless \frac{\mu}{3000\,A_s} P\,n = \frac{P\,n}{60\,000\,A_s} = \frac{P\,n}{w},$$

sofern für μ und A_s bezw. w dieselben Werte wie unter 1 gesetzt werden.

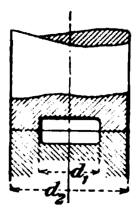


Fig. 144.

d) Kammzapfen.

Der Durchmesser d_1 des Kammzapfens bestimmt sich aus Festigkeitsrücksichten. Der Durchmesser d_2 kann $1{,}2\,d_1$ bis $1{,}3\,d_1$ gewählt werden. (Je kleiner $d_2 - d_1$, um so größer ist die Anzahl der Ringe und umgekehrt.) Mit $d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$ und $b = \frac{d_2 - d_1}{2}$ ergibt sich, wenn z die Anzahl der tragenden Ringe ist

$$P = \pi\,d_m\,b\,z\,k = \sim 3{,}2\,d_m\,b\,z\,k,$$

also

$$b\,z = \frac{P}{3{,}2\,d_m\,k}.$$

Es ist bei Kammzapfen, insbesondere für größere Zapfendrucke, ein gleichmäßiges Aufliegen sämtlicher Ringflächen nicht zu erwarten. Deshalb darf k mit wachsendem z nur 0,5 — bis 0,3 — mal so groß wie für ebene Spurzapfen gewählt werden.

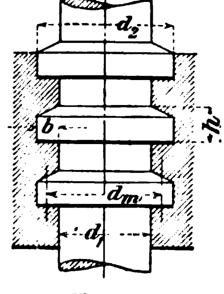


Fig. 145.

Ähnlich verhält es sich mit A_s bezw. mit w.

Die Wärmeableitung durch den Körper des Kammzapfenlagers nach außen ist weit schwieriger als bei den ebenen und ringförmigen Spurzapfen. Aus diesem Grunde zieht man letztere bei senkrechten Wellen vor — z. B. im Turbinenbau — und wählt hierfür lieber Durchmesser bis zu 160 mm und mehr, ehe man sich zu einem Kammzapfen entschließt.

Es ist

$$A \gtrless \frac{A}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)\,z} = \frac{\frac{1}{2}\,\mu\,P\,\frac{d_1 + d_2}{2}\,\frac{\pi\,n}{60 \cdot 100}}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)\,z} = \frac{\mu\,P}{6000\,b\,z}.$$

Setzt man mit Rücksicht auf das Vorstehende bei Luftkühlung

$$w = \frac{6000\,A_s}{\mu} = 20\,000 \left(\text{entsprechend } A_s = \frac{1}{6} \text{ und } \mu = \frac{1}{20}\right),$$

so folgt

$$b\,z \gtreqless \frac{P\,n}{20\,000} \quad \text{oder} \quad n \lesseqgtr 20\,000\,\frac{b\,z}{P}.$$

Je größer z, um so kleiner wird A_z wie auch k zu wählen sein. Häufig führt die Notwendigkeit der Wärmeableitung zu solchen Abmessungen, daß k nur etwa 4 bis 6 kg/qcm beträgt.

Die Stärke h der auf Abscherung beanspruchten Ringe folgt aus

$$P = \pi\, d_1\, h\, z\, k_s,$$

worin k_s die zulässige Schubspannung in kg/qcm bedeutet.

In der Regel ist

$$h = b \text{ bis } 1{,}5\, b.$$

E. Achsen und Wellen.

Es bedeute:

M_b das Biegungsmoment und M_d das Drehmoment in cmkg,
k_b die zulässige Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,
k_d „ „ Drehungsspannung in kg/qcm,
d den Durchmesser der Welle (Achse) in cm,
W das Widerstandsmoment des Achsenquerschnittes in ccm,
N die zu übertragende Leistung in PS,
n die minutliche Umlaufzahl der Welle.

a) Achsen.

Für die hier allein in Rechnung zu ziehende Biegungsbeanspruchung gilt

$$M_b = W\, k_b \backsim 0{,}1\, d^3\, k_b.$$

Sollen Hohlachsen Verwendung finden, so ist das dem Ringquerschnitte derselben entsprechende Widerstandsmoment in vorstehende Gleichung einzuführen. In den meisten Fällen wechselt die Kraftrichtung vollständig, so daß für k_b die Werte III in der Belastungstabelle S. 53 zu wählen sind; für Gußeisen kann (unter Beachtung der Bemerkung [8]) auf S. 53) $k_b = 130$ bis 250 kg/qcm, für Wasserradachsen aus Eichenholz $k_b = 60$ kg/qcm gesetzt werden. Wechselt die Kraftrichtung nicht vollständig oder überhaupt nicht, so sind für k_b die Werte II bezw. I auf S. 53 zu nehmen.

b) Wellen.

Dieselben sind auf Drehung und gleichzeitig auf Biegung beansprucht.
Für Drehungsbeanspruchung allein gilt

$$M_d = W\, k_d = \frac{\pi}{16}\, d^3\, k_d \backsim \frac{1}{5}\, d^3\, k_d.$$

Für die Wahl der zulässigen Drehungsbeanspruchung k_d aus der Tabelle S. 53 ist nach C. v. Bach zu bemerken:

1. In den Fällen, in denen das Drehmoment k_d gleichbleibend und stoßfrei ist, sind für k_d die Werte I zu nehmen.
2. Schwankt M_d ohne Stoß abwechselnd (oder wenigstens oft) zwischen Null und seinem größten Betrage, so wählt man für k_d die Werte II.

3. Wechselt das Drehmoment ohne Stoß abwechselnd (oder wenigstens oft) zwischen einem größten $+ M_d$ und einem in absoluter Hinsicht gleichen oder nahezu gleich großen $- M_d$, so sind für k_d die Werte III zu nehmen.

Eigentliche Stoßwirkungen sind besonders zu berücksichtigen. (Die Bemerkungen [1]) und [2]) auf S. 53 sind zu beachten.)

Die Belastungsweise I kommt bei den üblichen Wellen kaum vor. Am nächsten stehen die Wellen von Turbinen, Wasserrädern u. s. w., sofern die Arbeitsmaschinen ihren Kraftbedarf nicht stark verändern; die zulässige Drehungsspannung liegt bei derartigen Wellen zwischen den Werten I und II. Für eichene Wasserradwellen ist $k_d = 50$ bis 60 kg/qcm zu setzen.

Die meisten Wellen gehören in das von den Belastungsweisen II und III umschlossene Gebiet.

Für Gußeisen ist k_d unter Beachtung der Bemerkung [4]) auf S. 54 zu wählen; es empfiehlt sich jedoch, für die Belastungsweise Gußeisen ganz zu vermeiden.

Ist nicht das Drehmoment M_d, sondern die zu übertragende Leistung N gegeben, so folgt aus

$$75\,N = \frac{M_d}{100}\,\frac{\pi\,n}{30} = \frac{\pi^2}{16}\,\frac{n\,d^3}{3000}\,k_d,$$

$$d \sim \sqrt[3]{\frac{360\,000}{k_d}\,\frac{N}{n}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{33}$$

In Wirklichkeit ist keine Welle nur auf Drehung beansprucht; stets ist ein biegendes Moment vorhanden, sei es auch nur infolge ihres Eigengewichtes.

Unter Berücksichtigung dieses Biegungsmomentes kann für normale Triebwerkwellen aus gewöhnlichem Walzeisen, d. h. für solche Wellen, deren zugehörige, nicht übermäßig schwere Scheiben oder Räder, Kupplungen u. s. w. in möglichster Nähe der Lagerstellen befestigt sind, k_d mit etwa 120 kg/qcm in vorstehende Gleichung eingeführt werden, so daß

$$d = \sqrt[3]{3000\,\frac{N}{n}} \text{ bezw. } M_d = 24\,d^3.$$

Für Wellen, auf denen schwere Räder sitzen, oder die sonst erheblich auf Biegung beansprucht werden, wie z. B. die Wellen der Kraftmaschinen, die ersten Antriebwellen (Hauptwellen) ist neben M_d auch das biegende Moment M_b zu berücksichtigen, d. h. sie sind auf zusammengesetzte Festigkeit zu berechnen (vergl. unter „Kurbelwellen"). Hierfür gilt

$$0{,}35\,M_b + 0{,}65\,\sqrt{M_b^2 + M_d^2} = 0{,}1\,d_3\,k_b.$$

Da bei Wellen die Kraftrichtung zumeist vollständig wechselt, sind für k_b die in der Belastungstabelle S. 53 unter III gegebenen Werte zu nehmen.

Die Entfernung l von Mitte zu Mitte der Lager kann durchschnittlich betragen für Wellen von

$d =$	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15 cm,
$l =$	160	170	180	200	220	230	240	250	260	270	280	290	300 cm.

Um die durch M_d bewirkte gesamte Formänderung einer Welle gering zu halten, wird empfohlen, den Verdrehungswinkel $\psi \lesseqgtr {}^1/_4{}^0$ für den lfd. m zu wählen.

Es ist $\psi = l\,\vartheta$, worin ϑ den verhältnismäßigen Verdrehungswinkel, d. h. den zum Halbmesser 1 cm gehörigen Verdrehungsbogen zweier um 1 cm voneinander abstehender Querschnitte, l die Länge der Welle in cm bedeutet (s. S. 59).

Nach Versuchen von C. v. Bach ist für kreisförmigen Querschnitt

$$\vartheta = \frac{32}{\pi\, d^4}\,\frac{M_d}{G} \sim \frac{10\,M_d}{d^4\,G} = \frac{2\,250\,000}{\pi\, G}\,\frac{N}{n\, d^4}$$

(G = Gleitmodul des Materials in kg/qcm), demnach mit dem Mittelwert $G = 800\,000$

$$d = \sqrt[4]{\frac{2\,250\,000}{800\,000\,\pi}\,\frac{N}{n}\,\frac{100}{\frac{\pi}{180}\,\frac{1}{4}}} \sim 12\,\sqrt[4]{\frac{N}{n}} \text{ oder } d = 0{,}734\,\sqrt[4]{M_d} \quad . \quad . \quad \mathbf{34}$$

Die minutliche Umlaufzahl kann für Hauptwellenleitungen $n = 100$ bis 150, für Nebenwellenleitungen $n = 200$ bis 300 gewählt werden. Zum Betriebe schnelllaufender Arbeitsmaschinen (wie z. B. Holzbearbeitungsmaschinen, Spinnereimaschinen) läßt man die Wellenleitung mit etwa $n = 250$ laufen; doch geht man hier bis $n = 400$.

Die folgende Tabelle[1]) enthält nach Gl. 33 berechnete, auf gerade Maße abgerundete Werte der Wellendurchmesser (in mm) für verschiedene N und n, die mit bewährten Ausführungen gute Übereinstimmung zeigen.

Triebwerkwellen.

N in PS	Minutliche Umlaufzahl n														
	40	60	80	100	120	140	160	180	200	225	250	275	300	350	400
1	50	45	45	40	40	35	35	35	35	35	35	30	30	30	30
2	60	55	50	50	45	45	40	40	40	40	40	35	35	35	35
3	65	60	55	50	50	50	45	45	45	45	40	40	40	40	40
4	70	65	60	55	55	50	50	50	50	45	45	45	45	40	40
5	75	65	60	60	55	55	55	50	50	50	50	45	45	45	45
6	75	70	65	60	60	55	55	55	50	50	50	50	50	45	45
7	80	75	70	65	60	60	55	55	55	55	50	50	50	50	45
8	85	75	70	65	65	60	60	55	55	55	55	50	50	50	50
9	85	75	70	70	65	65	60	60	60	55	55	55	50	50	50
10	85	80	75	70	65	65	60	60	60	55	55	55	55	50	50
11	90	80	75	70	70	65	65	60	60	60	55	55	55	55	50
12	90	85	75	75	70	65	65	65	60	60	60	55	55	55	50

[1]) Von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau.

N in PS	Minutliche Umlaufzahl n														
	40	60	80	100	120	140	160	180	200	225	250	275	300	350	400
13	95	85	80	75	70	70	65	65	65	60	60	60	55	55	55
14	95	85	80	75	75	70	70	65	65	60	60	60	60	55	55
15	95	85	80	75	75	70	70	65	65	65	60	60	60	55	55
16	100	90	85	80	75	70	70	70	65	65	65	60	60	60	55
17	100	90	85	80	75	75	70	70	65	65	65	60	60	60	55
18	100	90	85	80	75	75	70	70	70	65	65	65	60	60	60
19	100	90	85	80	80	75	75	70	70	65	65	65	65	60	60
20	105	95	85	85	80	75	75	70	70	70	65	65	65	60	60
25	110	100	90	85	85	80	80	75	75	70	70	70	65	65	60
30	115	105	95	90	85	85	80	80	75	75	70	70	70	65	65
35	120	105	100	95	90	85	85	80	80	80	75	75	75	70	70
40	120	110	105	100	95	90	85	85	85	80	80	75	75	70	70
45	125	115	105	100	95	95	90	85	85	85	80	80	75	75	70
50	130	115	110	105	100	95	90	90	85	85	85	80	80	75	75

Ist der Wellendurchmesser der vorstehenden Tabelle entnommen, so erhält man die Drehungsspannung der Welle nach Gl. 33 zu

$$k_d = \frac{360\,000}{d^3} \frac{N}{n}.$$

Die zulässige Durchbiegung einer Welle (zwischen zwei Lagern) soll $^1/_3$ mm auf 1 m Wellenlänge nicht überschreiten. Hierbei ist auch festzustellen, ob die Länge der Zapfen selbsttätig sich einstellende Lagerschalen erfordert oder nicht. Ein weiteres Augenmerk ist, insbesondere bei langen Wellensträngen, darauf zu richten, daß durch den Temperaturwechsel hervorgerufene Längenänderungen derselben möglich sind (Ausdehnungskupplung). Jeder Wellenstrang (ohne Lagerstellen) muß zur Verhinderung seitlicher Verschiebungen mit mindestens zwei schmiedeisernen Stellringen versehen sein, die zu beiden Seiten eines Lagers oder zwischen zwei benachbarten Lagern sitzen können. Auf der Hauptwelle sind die Stellringe möglichst am vorderen Lager anzubringen.

Die Stellringe erhalten für $d = 3$ bis 15 cm Breiten von 3,5 bis 5,5 cm und Stärken von 1,5 bis 3,5 cm; sie werden einteilig, Fig. 146, oder zweiteilig, Fig. 147, in beiden Fällen mit je einer (für $d = 3$ bis 6,5 cm), anderenfalls mit zwei gehärteten Stahlschrauben mit versenkten Köpfen ausgeführt.

Das geeignetste Material für Achsen und Wellen ist Flußeisen und Flußstahl; scharfe Eindrehungen und plötzliche Querschnittsübergänge sind zu vermeiden. Gußeisen findet nur ausnahmsweise für hohle (Achsen und) Wellen Verwendung.

Wellen für $d = 3$ bis 15 cm werden in Längen von 2 bis 7 m hergestellt.

Zum Antrieb von transportabeln Arbeitsmaschinen, Hebezeugen u. s. w. finden aus Stahldrahtspiralen gefertigte biegsame Wellen Verwendung.

Die nachstehende Tabelle gibt mittels dieser Wellen übertragbare Leistungen in PS bei verschiedenen Stärken und Umlaufzahlen. Der

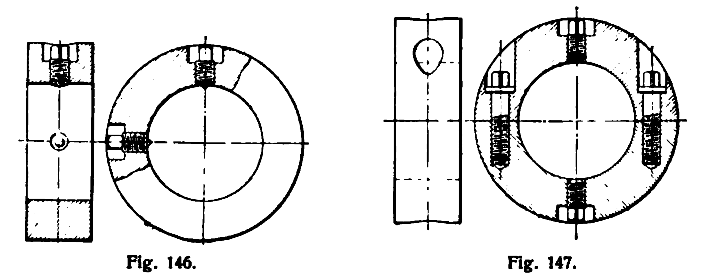


Fig. 146. Fig. 147.

größte Durchmesser beträgt 100 mm. Der zulässige Krümmungshalbmesser, in dem die Wellen normal arbeiten können, ist gleich ihrem sechs- bis siebenfachen Durchmesser.

Biegsame Wellen
der Berliner Maschinenfabrik Henschel & Co., G. m. b. H., in Charlottenburg-Berlin.

Leistung in PS	Minutliche Umlaufzahl										
	100	200	300	400	600	800	1000	1200	1400	1600	2000
	Durchmesser der Wellen in mm										
1/10	25	20	15	12,5	10	10	10	10	8	8	8
1/8	30	25	20	20	15	12,5	12,5	12,5	10	10	8
1/4	35	30	25	25	20	15	15	15	12,5	12,5	10
1/2	45	35	30	30	25	20	20	20	15	15	12,5
3/4	50	40	35	35	30	25	20	20	15	15	12,5
1	60	45	40	35	30	30	25	25	20	20	15
1,5	70	50	45	40	35	30	30	25	25	20	20
2	.	60	50	45	40	35	30	30	25	25	20
2,5	.	65	55	50	45	40	35	35	30	30	25
3	.	70	60	55	45	45	40	35	35	30	30
4	.	.	65	60	50	45	45	40	40	35	35
5	.	.	70	65	60	50	50	40	40	35	35
6	.	.	.	70	65	55	50	45	45	40	40
8	.	.	.	.	70	60	55	50	45	45	40
10	.	.	.	.	.	65	60	55	50	50	45
12	.	.	.	.	.	70	65	60	55	50	50
15	.	.	.	.	.	.	70	65	60	55	50

An den Enden tragen die biegsamen Wellen einen dem jeweiligen Verwendungszweck (insbesondere Bohren und Geschwindeschneiden) angepaßten Antriebmechanismus bezw. ein Anschlußstück; zu ihrem Schutze

und zur bequemen Handhabung sind sie mit einem Metallschlauch, in feuchten Räumen noch mit einem Ledermantel umgeben.

Die sog. komprimierten Wellen aus weichem Martinstahl haben gegenüber den abgedrehten oder rund gewalzten Wellen den Vorzug gleichförmigen Durchmessers (auf $^1/_{20}$ mm genau) und höherer Festigkeit.

Die komprimierten Wellen von Gebr. Reimbold in Kalk sind für $d = 1{,}2$ bis 7,5 cm bezw. $d = {}^1/_2$ bis 3″ engl. bis zu 7 m Länge erhältlich; ihre Zugfestigkeit beträgt nach den in der mechanisch-technischen Versuchsanstalt in Charlottenburg angestellten Versuchen ∼ 6000 kg/qcm, gegenüber 4200 kg/qcm Zugfestigkeit der aus gewöhnlichem Walzeisen gefertigten Wellen. Der Verdrehungswinkel wurde an einem 30 cm langen Wellenstück von $d = 4{,}43$ cm an der Streckgrenze zu $\psi = 6{,}86^0$, an der Bruchgrenze zu $\psi = 3$ U. + 288^0 ermittelt. Während die Widerstandsfähigkeit gewöhnlicher Wellen gegenüber den dynamischen Wirkungen bewegter Massen durch eingedrehte Lagerstellen in hohem Maße vermindert wird, können komprimierte Wellen, deren härteste Stellen, wie angestellte Zerreißversuche ergeben haben, nicht an der Oberfläche, sondern etwa in der Mitte zwischen dieser und der Wellenachse liegen, derartige Eindrehungen erhalten, ohne denselben mehr als im gewöhnlichen Verhältnisse zu schaden.

F. Kupplungen.

Die Kupplungen dienen zur Verbindung der einzelnen Wellen und lassen sich, den jeweiligen Zwecken entsprechend, einteilen in feste, bewegliche und lösbare oder Ausrückkupplungen.

a) Feste Kupplungen.

Zur festen Verbindung zweier Wellen wurden früher die Muffenkupplungen — cylindrische, über die Wellenenden geschobene und

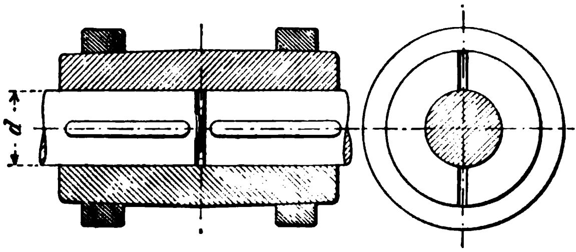


Fig. 148.

mit diesen durch Nasenkeile fest verbundene Hülsen häufig verwendet. Da ihre Anbringung und Lösung Schwierigkeiten verursachte, sind sie in der Neuzeit durch zweiteilige Kupplungen, die leicht eingebaut und wieder entfernt werden können, ersetzt worden.

Die hierher gehörige Hülsenkupplung, Fig. 148, besteht aus zwei an ihrem äußeren Umfange als Doppelkegel ausgebildeten Schalen,

die durch zwei entsprechend gebohrte, schmiedeiserne Ringe zusammengetrieben und damit auf die Wellenenden gepreßt werden. Zur Sicherung der Bewegungsübertragung dienen in Nuten der Wellenenden liegende Federn.

Man nimmt:

Mittlere Stärke der Schalenwandung $= 0{,}3\,d + 1$ cm;
Hülsenlänge $= 3\,d + 2$ cm bis $4\,d$;
Querschnitt eines Ringes $= \frac{1}{6}\,d^2$ bis $\frac{1}{4}\,d^2$;
Äußere Ansteigung der Schalen $= \frac{1}{25}$ bis $\frac{1}{20}$.

Die Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetmann in Duisburg liefert Kupplungen mit nur einerseits aufgeschnittener Hülse, die, in der Fig. 149 ersichtlichen Weise, durch

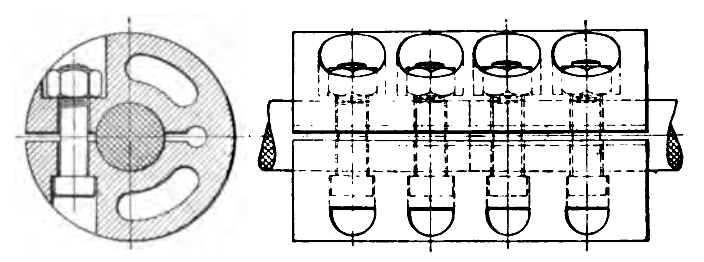


Fig. 149.

Schrauben auf die Wellenenden gepreßt wird, wobei ihr kräftig gehaltener Rücken die erforderliche Biegung zuläßt.

Die Abmessungen derartiger Kupplungen sind folgende.

Bohrung mm	Länge mm	Äußerer Durchmesser mm	Anzahl der Schrauben	Bohrung mm	Länge mm	Äußerer Durchmesser mm	Anzahl der Schrauben
40	220	134	2	85	355	225	4
45	226	140	2	90	370	230	4
50	236	150	2	95	390	250	4
55	236	155	2	100	400	260	4
60	256	175	2	110	440	280	4
65	286	190	2	120	480	296	4
70	309	190	4	130	520	310	4
75	320	200	4	140	520	340	4
80	344	220	4	150	530	350	4

Fig 150 zeigt eine Schalenkupplung der Werkstätte für Maschinenbau vorm. Ducommun in Mühlhausen i. E. mit Querteilung der beiden Hälften; dieselben werden durch Schrauben, deren Köpfe und Muttern in äußeren Vertiefungen der Schalen liegen, auf die Wellenenden geklemmt.

Abmessungen und Gewichte dieser Kupplung sind der folgenden Zusammenstellung zu entnehmen.

Bohrung mm	Länge mm	Äußerer Durchmesser mm	Anzahl der Schrauben	Durchmesser der Schrauben mm	Gewicht mit Bolzen kg
30	140	100	4	12	5,5
40	175	125	4	15	11
50	200	150	4	18	18
60	220	170	4	20	33
70	252	195	4	23	40
80	336	205	6	23	56
90	370	235	6	25	90
100	412	260	6	28	110
110	435	290	6	30	152
120	458	300	6	30	175
130	470	320	6	32	200
140	485	330	6	32	214
150	500	370	6	35	290
160	525	380	6	35	310
170	540	395	6	37	350

Bei den vorbesprochenen Hülsen- und Schalenkupplungen müssen die Durchmesser der Wellenenden möglichst genau übereinstimmen, damit eine centrische und sichere Verbindung der Welle erreicht wird.

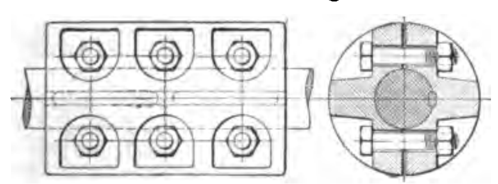


Fig. 150.

Bei der **Doppelkegelkupplung** nach **Sellers**, Fig. 151, können die Durchmesser der beiden Wellenenden etwas verschieden sein, ohne

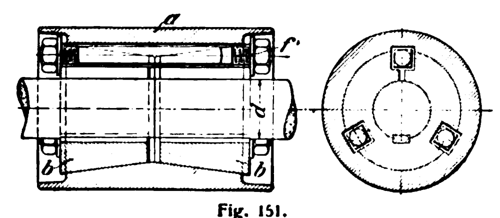


Fig. 151.

daß die Güte der Verbindung darunter leidet. Diese Kupplung besteht aus einem außen cylindrischen, innen doppelkegelförmig ausgedrehten

Körper *a*, in dessen Höhlung zwei entsprechend gestaltete aufgeschlitzte Kegel *b* mit cylindrischen Bohrungen genau eingepaßt sind. Durch Anziehen der in Nuten der Kegel *b* und des Hohlkörpers *a* geführten drei Schrauben *f* wird jeder Kegel sowohl gegen das zugehörige Wellenende, wie auch fest gegen den Körper *a* gepreßt; die hierdurch erzeugten Reibungskräfte kuppeln die Wellen. Zur Sicherung gegen Verdrehung sind noch zwei Federn eingelegt. Zwei diametrale Schaulöcher inmitten des Körpers *a* lassen die Lage des Wellenstoßes beim Aufbringen der Kupplung erkennen.

Die Hauptabmessungen und Gewichte der von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau ausgeführten derartigen Kupplungen gibt nachstehende Tabelle.

Bohrung mm	Länge mm	Äußerer Durchmesser mm	Gewicht kg	Bohrung mm	Länge mm	Äußerer Durchmesser mm	Gewicht kg
30	160	110	8	80	310	222	59
40	200	130	13	90	330	250	79
50	220	150	20	100	370	270	96
60	250	180	31	110	390	290	124
70	290	200	44	120	410	300	150

Die Bohrung wird auch bis zu 5 mm größer ausgeführt als in der Tabelle angegeben ist.

Zur Verbindung stärkerer Wellen ($d \gtreqless 12$ cm) eignet sich die Scheibenkupplung, Fig. 152. Ihre beiden Hälften werden entweder auf die Wellenenden warm aufgezogen oder mittels der Wasser-

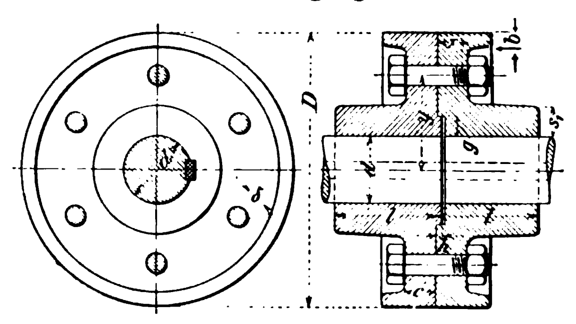


Fig. 152.

druckpresse befestigt, hierauf genau abgedreht. Zuweilen sind die Scheiben auch den Wellen angeschmiedet oder (bei gußeisernen Wellen) angegossen. Behufs centrischer Verbindung läßt man die Flanschen der durch Schrauben miteinander verbundenen Scheibenhälften in der Fig. 152 ersichtlichen Weise ineinander greifen.

Man nimmt:

Nabenstärke $s_1 = 0{,}4\,d + 1$ cm;

Nabenlänge $l \gtreqless \frac{5}{4} d$;

Stärke der Schrauben $\delta = \frac{d}{8} + 1$ cm bis $\frac{d}{8} + 1{,}5$ cm;

Scheibenstärke $c = \frac{5}{4} \delta$;

Stärke des Schutzrandes $b = \frac{\delta}{4} + 0{,}5$ cm;

Ansatzstärke $g = \frac{s_1}{2}$;

Ansatzhöhe $h = \frac{\delta}{3}$.

Die Anzahl z der Schrauben (meist gerade gewählt) berechnet sich aus dem übertragenden Drehmoment M_d nach der Gleichung

$$\frac{M_d}{y} \frac{x}{2} = W k_d = 0{,}2\,\delta^3 z \cdot 300 = 60\,\delta^3 z.$$

Hierin bedeutet noch y den Halbmesser des Schraubenlochkreises, x die Scheibenstärke c + Arbeitsleiste $\sim c + 0{,}5$ cm. (In Fig. 152 ist keine Arbeitsleiste angebracht, demnach $x = c$.) Die übrigen Abmessungen der Kupplung ergeben sich mit Rücksicht darauf, daß vorstehende Teile vermieden werden, ferner ein Anziehen der Schraubenmuttern möglich ist.

Nachstehende Tabelle gibt die Hauptabmessungen und Gewichte der von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau ausgeführten Scheibenkupplungen.

Bohrung d mm	Länge $2l$ mm	Durchmesser D mm	Durchmesser der Schrauben mm	Anzahl der Schrauben	Gewicht kg
30	125	170	13	4	8
40	150	190	13	4	12
50	175	225	16	4	20
60	200	260	20	4	32
70	225	300	23	4	47
80	250	330	26	4	62
90	275	345	26	4	77
100	300	360	26	6	92
110	325	385	26	6	112
120	350	420	29	6	138
130	375	435	29	6	158
140	400	455	29	8	180

Bohrung d mm	Länge $2l$ mm	Durchmesser D mm	Durchmesser der Schrauben mm	Anzahl der Schrauben	Gewicht kg
150	425	470	29	8	215
160	450	500	32	8	250
170	475	520	32	8	290
180	500	555	35	8	335
190	525	570	35	8	375
200	550	590	35	10	420

Die Bohrung wird auch bis zu 5 mm größer ausgeführt als in der Tabelle angegeben ist.

Die Scheibenkupplungen haben den Nachteil, daß eine Welle erst nach einer Verschiebung um die Ansatzhöhe h aus dem Strange herausgenommen werden kann. Alle Lager, Räder und Scheiben, die auf den Wellen befestigt werden sollen, müssen daher zweiteilig ausgeführt werden.

Die von der Welter Elektrizitäts- und Hebezeugwerke-A.-G. in Köln-Zollstock gebaute sog. Centratorkupplung, Fig. 153,

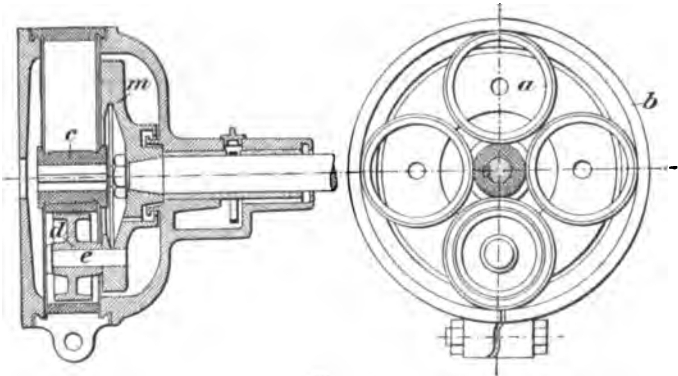


Fig. 153.

ermöglicht, ohne Riemen, Zahnräder u. s. w. die Bewegungen rasch laufender Wellen auf langsam laufende zu übertragen und umgekehrt. Das Wesen der in der Regel mit einem Elektromotor verbundenen Kupplung besteht darin, daß federnde Stahlringe a durch einen Klemmring b gegen eine auf der rasch laufenden Welle befestigte Rolle c centrisch gepreßt und von ihr in Umdrehung versetzt werden; diese wird unter Vermittlung von Leitrollen d, deren Bolzen e in einer auf das konische Ende der langsam laufenden Welle fest aufgezogenen

Mitnehmerscheibe m sitzen, auf die letztere bezw. auf die langsam laufende Welle selbst übertragen.

Die Centratorkupplung wird für die Übertragung beliebiger Arbeitsleistungen (von 1/8 PS aufwärts) und für Geschwindigkeitsübersetzungen bis 1 : 12 oder umgekehrt geliefert (s. auch Z. d. V. d. J. 1904, S. 1530).

b) Bewegliche Kupplungen.

Sie zerfallen in solche, welche in der Längsrichtung der Wellenachse, senkrecht zu dieser und ferner dem Achsenwinkel nach eine Bewegung gestatten.

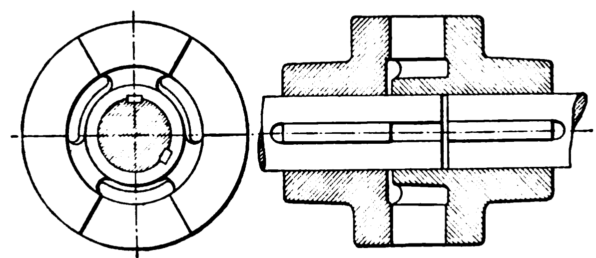


Fig. 154.

Fig. 154 zeigt eine längsbewegliche Kupplung, sog. Ausdehnungskupplung der Peniger Maschinenfabrik A.-G. in Penig, mittels welcher durch Temperaturwechsel hervorgerufene Längenänderungen eines Wellenstranges ausgleichbar sind. Sie besteht aus zwei auf die Wellenenden gekeilten Hälften, die mit je drei genau bearbeiteten, sektorenförmigen Vorsprüngen (Klauen) ineinander greifen. Die Centrierung der Wellen erfolgt dadurch, daß das eine Wellenende in die verlängerte Nabe der auf dem anderen Wellenende befestigten Kupplungshälfte hineinreicht.

Die von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau ausgeführte längsbewegliche Kupplung, Fig. 155, be-

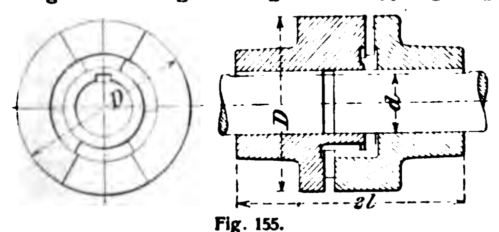


Fig. 155.

sitzt nur je zwei sektorenförmige Vorsprünge (Klauen). Bei Wellen von verschiedenem Durchmesser ist das stärkere Wellenende auf den Durchmesser der schwächeren Welle abzusetzen.

Bohrung d mm	Länge $2l$ mm	Durchmesser D mm	Gewicht kg	Bohrung d mm	Länge $2l$ mm	Durchmesser D mm	Gewicht kg
40	221	180	19	120	467	362	170
50	250	195	25	130	501	390	200
60	284	215	35	140	530	420	244
70	315	238	47	150	563	450	304
80	349	260	61	160	600	480	368
90	378	284	80	170	631	510	440
100	409	308	110	180	662	540	525
110	440	334	140				

Die Bohrung wird auch bis zu 5 mm größer ausgeführt als in der Tabelle angegeben ist.

Ist ein Wellenstrang fest gelagert und befinden sich auf ihm Kegelräder, Reibungskupplungen, Stirnräder mit Pfeilzähnen u. s. w., mittels welcher ein zweiter Wellenstrang angetrieben wird, so ist der Einbau einer längsbeweglichen Kupplung unbedingt erforderlich; dies empfiehlt sich selbst dann, wenn bei längeren Wellensträngen eine Verschiebung der Wellenenden gestattet ist, damit die Laufflächen der Wellen (in den Lagern) möglichst in ihrer Stellung und in Sauberkeit erhalten bleiben. Befinden sich auf einem langen Wellenstrange mehrere solcher Antriebe, so sind zwei oder mehrere Dehnungskupplungen anzubringen.

Senkrecht zur Wellenachse gerichtete Bewegungen gestattet die Kreuzscheibenkupplung von Oldham, Fig. 156. Zwischen den

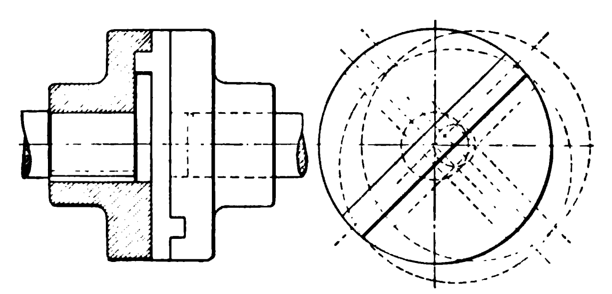


Fig. 156.

auf den Wellenenden befestigten Kupplungshälften liegt eine Scheibe mit zwei um 90^0 gegeneinander versetzten prismatischen Federn, die in entsprechende Nuten der ersteren eingreifen. Bei centrischer Lage der Wellen wirken die Federn und Nuten ohne gegenseitige Gleitung als Mitnehmer. Tritt eine parallele Verschiebung der einen Welle hinsichtlich der anderen ein, so führt die Zwischenscheibe unter dem Einflusse der Drehbewegungen beider Wellen eine resultierende Bewegung um eine parallele Achse aus, die in der Mitte zwischen den beiden ursprünglichen Wellenachsen liegt. Der Mittelpunkt der Zwischenscheibe

wird sonach bei **einer** Umdrehung der Wellen **zwei** Umdrehungen auf einem Kreise vom Durchmesser = dem Achsenabstande vollführen. Die Bewegungsübertragung geschieht gleichförmig. Die Kupplung findet u. a. zur Verbindung für sich gelagerter Vorgelegewellen mit den Walzenzapfen von Papierkalandern Verwendung.

Eine Kupplung, die kleine Längenverschiebungen der Wellen und auch geringe Richtungsänderungen derselben zuläßt, ist die **Sharpsche Klauenkupplung**. Die eine Hälfte derselben greift mit zwei oder drei Vorsprüngen (Klauen) in entsprechende Vertiefungen der anderen Hälfte ein. Wird die eine Hälfte nicht fest, sondern verschiebbar auf dem zugehörigen Wellenende angeordnet, so erhält man eine lösbare

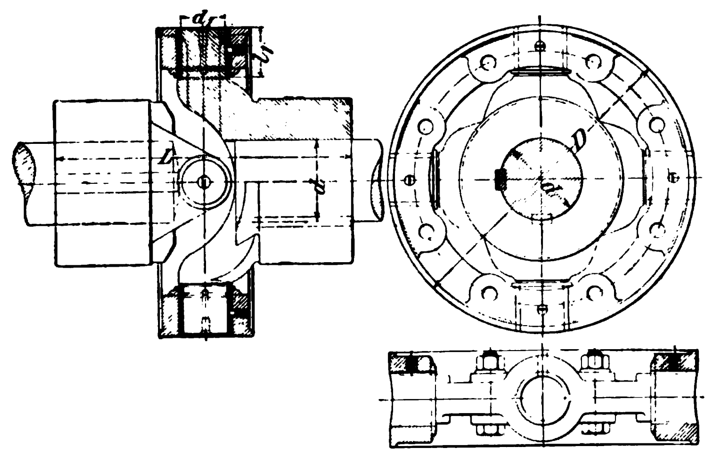


Fig. 157.

Kupplung, die aber wegen verschiedener Nachteile, anderen derartigen Kupplungen gegenüber, nur noch eine beschränkte Anwendung findet (vergl. S. 212).

Eine zuverlässige Verbindung zweier verschieden gerichteter Wellen läßt sich mittels der **Kreuzgelenkkupplung** (Universalgelenk), Fig. 157, erreichen und zwar selbst dann noch, wenn die Wellenachsen nicht genau in derselben Ebene liegen. In diesem Falle drehen sich nicht nur die Gelenkzapfen in ihren Lagern, sondern sie verschieben sich auch. Die auf den Wellenenden befestigten Gabeln sind mit den zugehörigen Zapfen und aus einem Stück gefertigt. Der die Zapfen bezw. deren Büchsen umschließende, das Mittelstück bildende Ring besteht aus zwei durch acht Schrauben zusammengehaltenen Teilen.

Die Bewegungsübertragung ist ungleichförmig und erfolgt bei einem Wellenwinkel α so, daß $1 : \cos \alpha$ und $\cos \alpha$ die äußersten Verhältnisse der Winkelgeschwindigkeiten sind. Die Ungleichförmigkeit in der Bewegung läßt sich vermeiden, wenn man eine Zwischenwelle c,

Fig. 158, anordnet, die mit der treibenden und der getriebenen Welle durch je ein Universalgelenk verbunden ist und mit diesen beiden Wellen gleiche Winkel bildet.

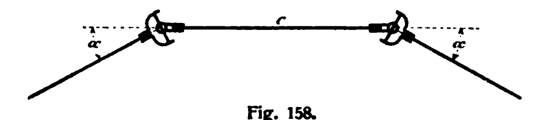


Fig. 158.

Für die Berechnung der Gelenkzapfen vom Durchmesser d_1 und der Länge l_1 gilt

$$\frac{1}{2}\frac{P}{\cos\alpha}\frac{l_1}{2} = 0,1\, d_1^3 k_b,$$

worin $P = \frac{M_d}{R}$ die Umfangskraft in kg, M_d das Drehmoment in cmkg, k_b die zulässige Biegungsbeanspruchung in kg/qcm bedeuten.

Man nimmt

$$\frac{l_1}{d_1} \gtrless 1,25.$$

Hauptabmessungen und Gewichte der Fig. 157 ersichtlichen Kreuzgelenkkupplung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau sind aus folgender Zusammenstellung zu entnehmen.

Bohrung d mm	Länge L mm	Äußerer Durchmesser D mm	Gewicht kg	Bohrung d mm	Länge L mm	Äußerer Durchmesser D mm	Gewicht kg
40—45	166	180	10	100—105	402	390	120
50—55	204	210	16	110—115	440	430	165
60—65	240	240	25	120—130	490	490	225
70—75	280	280	40	135—150	580	580	330
80—85	330	315	58	155—170	640	690	520
90—95	370	350	86	175—190	730	810	780

Zu den beweglichen Kupplungen gehören auch die in neuerer Zeit zum unmittelbaren Antriebe von Dynamomaschinen durch Kraftmaschinen, ferner von Arbeitsmaschinen (Hebemaschinen, Pumpen u. dergl.) durch Elektromotoren verwendeten Kupplungen, bei denen zur Bewegungsübertragung von einer Kupplungshälfte auf die andere dienende elastische Bänder oder Scheiben eine geringe Längs- und Querbeweglichkeit der Wellenenden gegeneinander gestatten.

Soll eine derartige Kupplung noch den Übergang des Stromes von der elektrischen Maschine auf den übrigen Teil der Anlage verhindern, so sind die vorgenannten Bänder oder Scheiben aus einem isolierenden Material, wie Gummi, Leder oder dergleichen, herzustellen.

Eine hierher gehörige sog. elastische Isolationskupplung, Patent Zodel-Voith, der Firma J. M. Voith in Heidenheim zeigt Fig. 159.

Die Wellenenden tragen aufgekeilte Scheiben, deren cylindrische, konzentrisch ineinander greifende Ränder je gleichviel Schlitze mit wulstartigen Kanten haben. Ein Leder- oder Baumwollriemen ist, nur

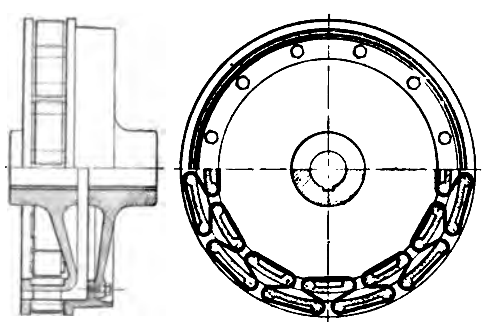


Fig. 159.

lose angezogen, nahtartig durch diese Schlitze geschlungen und überträgt die Bewegung von einer Kupplungshälfte auf die andere. Nach Lösen von Verbindungsschrauben, mit denen der äußere Schlitzring an der einen Kupplungshälfte befestigt ist, läßt sich dieser in Richtung der Wellenachse verschieben, so daß jede Welle für sich ohne achsiale Verschiebung aus ihren Lagern gehoben werden kann. Die gangbaren Größen der Kupplung sind der folgenden Zusammenstellung zu entnehmen.

Nummer der Kupplung	$\frac{N}{n}$	Bohrung	Größter Durchmesser	Nabenlänge	Spielraum zwischen den Wellenenden	Abmessungen des Riemens			Ungefähres Gewicht
						Breite	Stärke	Länge	
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
0,7	0,00087	15	70	30	25	15	1	320	1,2
0,9	0,0017	20	90	30	25	15	1	400	1,8
1,2	0,003	20	120	40	20	20	2	900	3,8
1,5	0,007	25	150	50	18	25	2	1 100	7
2	0,01	30	200	50	20	25	2	1450	13
3	0,03	40	300	75	20	40	3	2450	28
4	0,075	50	400	90	20	50	4	3450	55
5	0,15	60	500	115	20	50	4	4300	85
6	0,46	90	600	160	30	75	6	5350	170
8	1,12	120	800	220	30	100	7	6950	345
10	2,13	140	1000	260	40	2·65	7	8500	640
12	3,8	170	1200	300	40	2·65	7	11100	900
14	5,25	200	1400	330	50	2·75	7	12800	1300
16	8	230	1600	360	50	2·80	8	14700	1750
18	11,5	250	1800	400	50	2·100	8	17400	2460
20	15,6	300	2010	480	70	2·100	8	20500	4450

Beispiel. Es sollen 330 PS mit 400 minutlichen Umdrehungen übertragen werden. Da $\frac{N}{n} = \frac{300}{400} = 0{,}825$, ist die Kupplung (Nr. 8), die $\frac{N}{n} = 1{,}12$ hat, zu wählen.

G. Polysius in Dessau ist unter D.R.P. Nr. 120783 eine isolierende Kupplung geschützt worden, die aus zwei auf den Wellenenden befestigten, mit Zähnen versehenen Mitnehmerscheiben besteht. Zwischen die Zähne beider Scheiben werden abwechselnd Gummi- und Holzplatten eingeschoben, deren Herausfallen ein übergestreifter Ring verhindert.

(Weitere isolierende Kupplungen s. unter „Lasthebemaschinen".)

c) Lösbare Kupplungen.

Lösbare Kupplungen finden Anwendung, um Teile eines Wellenstranges leicht außer Tätigkeit setzen zu können.

Das einfachste Mittel hierzu bietet die Fig. 160 ersichtliche Sharpsche Klauenkupplung. In der Regel erhalten die Kupplungshälften zur Erleichterung des Einrückens schräg geformte

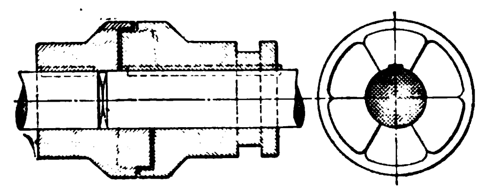


Fig. 160.

Zähne. Das Ein- und Ausrücken geschieht durch Hebel, die entweder direkt oder mittels Gleitbacken in eine Ringnut der beweglichen Kupplungshälfte eingreifen oder aber mit einem in dieser liegenden sog. Schleifringe verbunden sind.

Als Nachteile der Sharpschen Klauenkupplung sind anzuführen, daß die Feder (zuweilen sind es zwei Federn), mit der die verschiebbare Hälfte derselben auf der Welle befestigt ist, eine starke Beanspruchung durch Hinauskanten aus der Nut erfährt. Auch läßt sich ein Ausrücken während des Betriebes oder bei größeren Belastungen wegen der hierbei zu überwindenden bedeutenden Reibungswiderstände nur schwer oder gar nicht bewerkstelligen.

Diese Übelstände werden durch die Hildebrandtsche Zahnkupplung zu vermeiden gesucht. Sie besteht, in der von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau gewählten Ausführung, Fig. 161, aus zwei auf den Wellenenden festgekeilten Hälften — dem Kreuz a und Gehäuse b — mit je drei Lücken, in welche die Zähne c der auf dem Kreuz a verschiebbaren Muffe d_1 schließend eingreifen, so daß eine vollständige und geschlossene Bewegungsübertragung stattfindet. Die Kupplung hat sich in solchen Betrieben, wo das Ein- und Ausrücken nur selten geschieht, auch ersteres während des Stillstandes ausgeführt werden kann, gut bewährt. Ihre Hauptabmessungen und Gewichte sind nachstehend gegeben.

Bohrung d mm	Ganze Länge L mm	Äußerer Durchmesser D mm	Länge des Wellenendes für die feste Scheibe m mm	Länge des Wellenendes für das Kreuz n m	Hub g mm	Gewicht kg
30—35	240	250	90	145	23	42
40—45	260	275	97	158	24	47
50—55	280	300	105	170	27	54
60—65	300	330	110	185	31	68
70—75	330	365	125	200	35	91
80—90	380	425	142	230	42	136
95—105	450	500	167	275	51	220
110—120	515	575	193	314	60	325
125—135	590	650	220	360	70	460
140—155	670	750	250	410	80	675
160—175	820	920	300	505	100	1030
180—200	960	1080	350	596	112	1620

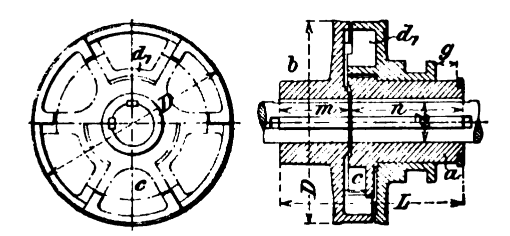


Fig. 161.

Sind einzelne Arbeitsmaschinen oder ganze Wellenstränge während des Betriebes ein- und auszurücken, so sind die Klauen- und Zahnkupplungen nicht mehr anwendbar, da sie zu Brüchen Veranlassung geben, sobald das Einrücken während des Betriebes stattfindet. Durch Anwendung lösbarer Reibungskupplungen wird dieser Nachteil beseitigt.

Die einfachste Reibungskupplung zeigt Fig. 162. Sie besteht aus einem auf der treibenden Welle befestigten Hohlkegel *a*, gegen den ein entsprechender, auf der getriebenen Welle verschiebbarer Kegel *b* gepreßt wird. Die hierdurch entstehende Reibung bewirkt die gegen-

seitige Mitnahme. Zur Übertragung des Drehmomentes M_d ist nach Gl. 14 (S. 134) ein Anpressungsdruck

$$Q = \frac{M_d}{R} \frac{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}{\mu}$$

erforderlich, worin noch μ den Reibungskoeffizient (für Gußeisen 0,1 bis 0,125), R den mittleren Kegelhalbmesser (1,5 d bis 3 d), α den halben Keilnutenwinkel ($\sim 15^0$) bedeuten.

Ein Übelstand dieser Kupplung liegt in der nachteiligen Rückwirkung des bei Übertragung größerer Kräfte ganz erheblich anwachsenden Anpressungsdruckes Q auf die getriebene Welle, ferner darin, daß zur Aufrechthaltung der Verbindung beider Wellen eine fortwährende Druckäußerung des in der Ringnut der verschiebbaren Kupplungshälfte liegenden Schleifringes gegen die letztere stattfinden muß. Hierdurch werden starke Abnutzungen an den Berührungsflächen der in Betracht kommenden Teile, ein Heißlaufen derselben u. s. w. hervorgerufen.

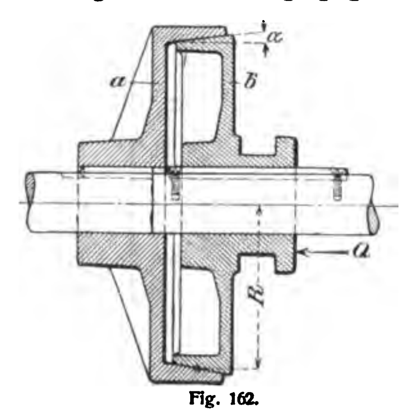


Fig. 162.

Die Vorteile, welche die Reibungskupplungen durch sanfte Einrückung bieten, und die Eigenschaft der Klauenkupplungen, selbsttätig geschlossen zu bleiben, führten zur Konstruktion einer Doppelkupplung, bei der die nur während des Einrückens zur Verwendung kommende Reibung die allmähliche Mitnahme des anzukuppelnden Transmissionsteiles bis zur erforderlichen Geschwindigkeit bewirkt. Ist diese vorhanden, so bewegen sich die Klauen der beiden Kupplungshälften mit geringer relativer Geschwindigkeit gegeneinander, und die Einrückung kann dann stattfinden.

Fig. 163 zeigt eine derartige kombinierte Reibungs- und Klauenkupplung der Prager Maschinenbau-A.-G. in Prag auf einer durchgehenden Welle. Sie dient hier zur Verbindung der letzteren mit einer Riemenscheibe. Diese ist auf der einen Kupplungshälfte aufgekeilt, während die andere Kupplungshälfte verschiebbar ist. Die Einrückung geschieht mittels Handhebels, durch dessen Bewegung nach der einen Seite die Reibungskupplung in Eingriff gelangt; nach erfolgter Mitnahme wird der Hebel möglichst rasch in entgegengesetzter Richtung bewegt und hierbei die Reibung aufgehoben, nunmehr aber die Klauenkupplung in Eingriff gebracht.

Die Kupplung hat den Nachteil, daß sich der Zeitpunkt, in welchem der Beharrungszustand eintritt, d. h. beide Hälften derselben gleiche Umdrehungszahl haben, namentlich bei schnelllaufenden Wellen nicht genau beurteilen läßt und daher die Gefahr bestehen bleibt, daß durch zu frühzeitigen Klauenvorschub starke Stoßwirkungen auftreten.

Bei den kombinierten Reibungs- und Klauenkupplungen von **Missong, Lisiecki** u. a. ist der Klauenschluß erst möglich, nachdem die getriebene Welle unter Wirksamkeit des Reibungsschlusses die gleiche oder nahezu die gleiche Umdrehungszahl besitzt wie die treibende Welle. Hierzu dienen angeordnete Sperrvorrichtungen, deren Lösung und damit die Ermöglichung der Klauenverschiebung der Fliehkraft von Sperrkörpern übertragen ist, die mit der getriebenen Welle umlaufen.

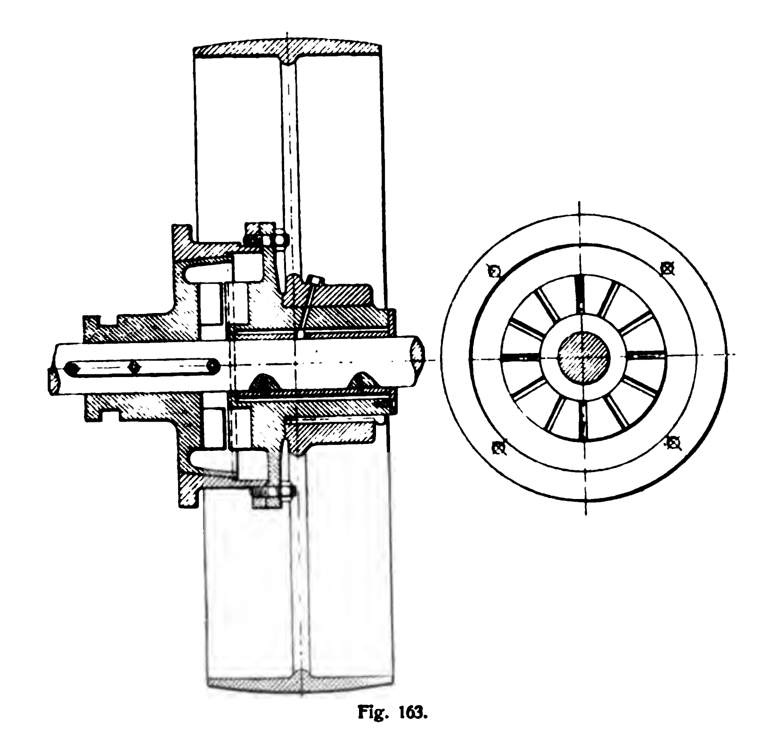


Fig. 163.

Bei den der **Aktiengesellschaft für Metallindustrie, F. Butzke & Co.** in Berlin unter D.R.G.M. Nr. 22932 geschützten kombinierten Reibungs- und Klauenkupplungen findet ein **selbsttätiger Klauenschluß** statt, sobald die Umlaufzahl der getriebenen Welle derjenigen der treibenden Welle nahezu gleichkommt.

An Stelle der Reibungskupplungen mit **kegelförmigen** finden solche mit **cylindrischen Reibungsflächen** in der Neuzeit häufigere Anwendung. Bei diesen erfolgt die Ein- und Ausrückung durch radial wirkende Kräfte, die sich gegenseitig im Gleichgewicht halten, womit die nachteilig wirkende Achsialkraft vermieden wird.

Eine derartige lösbare Reibungskupplung (Bauart *P*) von Lohmann & Stolterfoht in Witten a. d. Ruhr, die nur geringe Kraft zur Ein- und Ausrückung erfordert, zeigt Fig. 164.

Über den auf der treibenden Welle befestigten Reibungskörper *c* lose greifende Bremsbacken *b* sind durch Schienen *f* mit dem auf der getriebenen Welle befestigten zweiarmigen Mitnehmer *a*, sowie unter sich durch mit Rechts- und Linksgewinde versehene, mit den Hebeln *h* aus einem Stück gefertigte Schraubenspindeln *o* verbunden. An den Hebeln *h* angreifende Schubstangen *e* stehen mit der verschiebbaren Ausrückhülse *k* in Verbindung. Bei einer Bewegung derselben nach rechts und entsprechender Drehung der Schraubenspindeln werden die

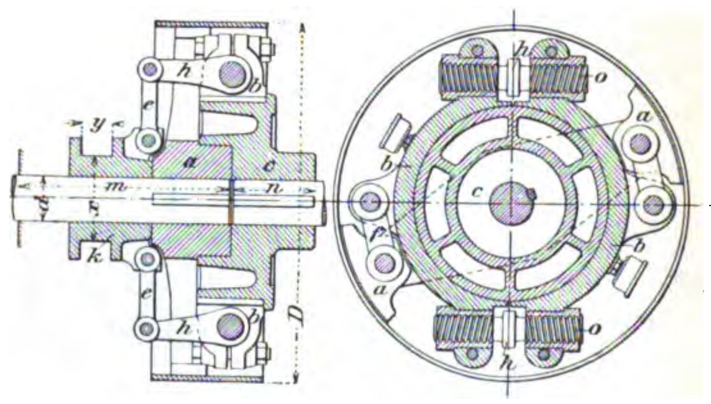


Fig. 164.

Backen *b* an den Körper *c* herangezogen; die hierdurch erzielte Reibung bewirkt infolge der geölten Reibungsflächen ein allmähliches und sicheres Mitnehmen der getriebenen Welle.

Die Muttern der Schraubenspindeln sind in den geschlitzten Lappen der Backen *b* gelagert und werden durch Klemmschrauben festgehalten.

Soll die Kupplung in Verbindung mit einer Riemenscheibe u. s. w. gebraucht werden, so wird diese auf dem entsprechend verlängerten Körper *c* befestigt.

Die Größen der Kupplung für verschiedene Leistungen (in PS) bei 100 minutlichen Umdrehungen ergeben sich aus der auf der folgenden Seite befindlichen Zusammenstellung.

Die von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau seit einer Reihe von Jahren ausgeführte Reibungskupplung, Bauart Dohmen-Leblanc, zeigt Fig. 165 (S. 208).

Auf der treibenden Welle *a* ist eine Scheibe *c*, auf der getriebenen Welle *b* ein Armkreuz *d* festgekeilt, welches letztere zur Führung von vier Gleitstücken *n* dient, die mittels federnder, hakenförmiger Druckstangen *o* (Kniehebel) mit der auf der getriebenen Welle verschiebbaren Hülse *m* verbunden sind. Durch Verschiebung derselben von rechts nach links werden die Gleitstücke nach außen gegen die hohlcylindrische

Wellen-durch-messer d mm	Übertragbare Leistung in PS bei 100 minutlichen Umdrehungen[1]	Größter Durch-messer D mm	Größte Länge m der getriebenen Seite mm	Größte Länge n der treibenden Seite mm	Abmessungen der Ausrückmuffe x	Abmessungen der Ausrückmuffe y
50	4	400	235	90	100	35
60	8	480	290	110	115	40
70	15	560	330	130	130	50
80	23	640	380	150	150	55
90	35	720	430	170	165	60
100	50	800	470	180	180	65
110	70	880	530	200	200	70
120	100	980	585	220	210	75
130	130	1080	635	240	220	80
140	160	1180	685	260	235	85
150	200	1280	730	280	250	90
160	250	1365	775	300	265	95
170	300	1450	820	320	280	100
180	370	1535	865	340	295	105
190	440	1620	910	360	310	110
200	500	1700	960	380	325	110

Fläche der Scheibe c gedrückt, so daß die dadurch entstehende Reibung die Kupplung der Wellen vermittelt. Bei der entgegengesetzten Verschiebung der Hülse m erfolgt die Ausrückung der Kupplung.

Die aus Stahl gefertigten federnden Druckstangen o werden beim Einrücken der Kupplung etwas über die Mittelebene hinausgeschoben, wodurch Selbstauslösung verhindert ist.

Die Größen und Gewichte der Kupplung sind in der nachstehenden Tabelle enthalten.

Bohrung d mm	Größter Durchmesser D mm	Strecke s mm	Strecke $t + u$ mm	Gewicht kg
40	350	80	177	40
45	400	80	177	50
50	450	85	224	70
55—60	600	100	261	100
65	660	125	290	150
70	860	135	315	210
75—80	740	150	315	240
85—90	880	160	363	320
95—105	1040	180	435	490
110—115	1290	200	480	740
120—130	1490	230	536	1050
140—150	1720	300	615	1600

[1]) Die Kraftübertragung steht annähernd in direktem Verhältnis zur Umdrehungszahl und ist bei 50 Umdrehungen in der Minute reichlich halb so groß, bei 200 Umdrehungen fast doppelt so groß als in der Zusammenstellung angegeben.

Für d ist nach Gl. 34 die übertragbare Leistung (in PS) zu bestimmen.

Die Kupplungen werden, je nachdem sie zur Verbindung zweier Wellen, zur zeitweiligen Kraftentnahme von einer beständig umlaufenden

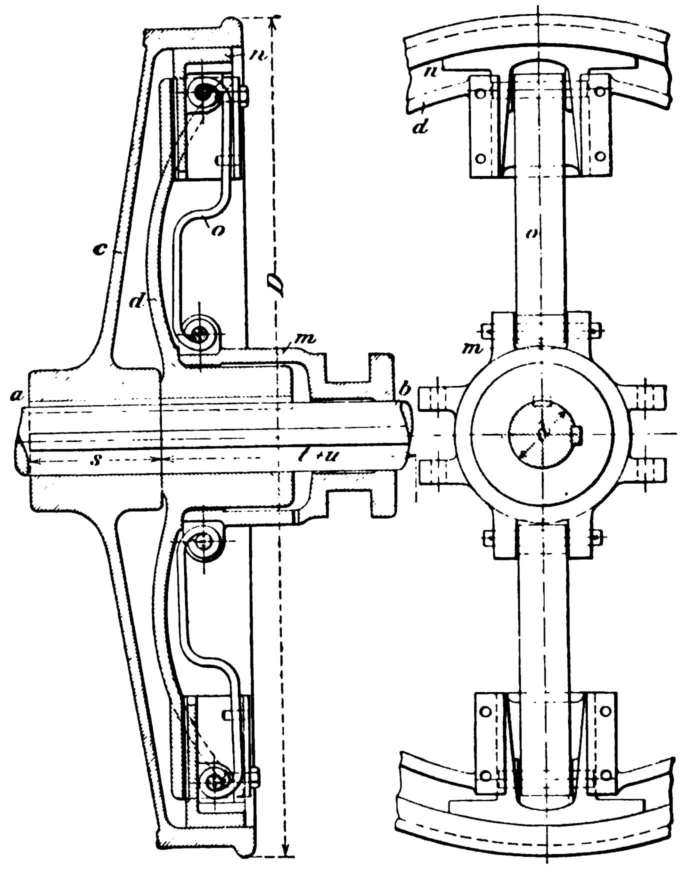


Fig. 165.

Welle oder für wechselnden Antrieb zweier Wellen Verwendung finden, in verschiedenen Anordnungen ausgeführt.

Bei Übertragung größerer Kräfte kommen statt der glatten Reibungsflächen geriffelte zur Verwendung, womit der erforderliche Anpressungsdruck sich nach dem auf S. 144 bemerkten vermindert.

Fig 166 zeigt eine Dohmen-Leblancsche Kupplung mit geriffelten Reibungsflächen und mit Gewichten, die der Fliehkraft der Gleitstücke entgegenwirken. Die Fliehkraft kann, wenn z. B. das Armkreuz aus irgend welchem Grunde auf der treibenden Welle befestigt ist, bei größerer Geschwindigkeit derselben, derart anwachsen, daß ein unbeabsichtigtes Einrücken der Kupplung stattfindet. In solchen Fällen, wie auch bei wechselndem Antriebe der Wellen u. s. w. sind Gegengewichte anzuordnen.

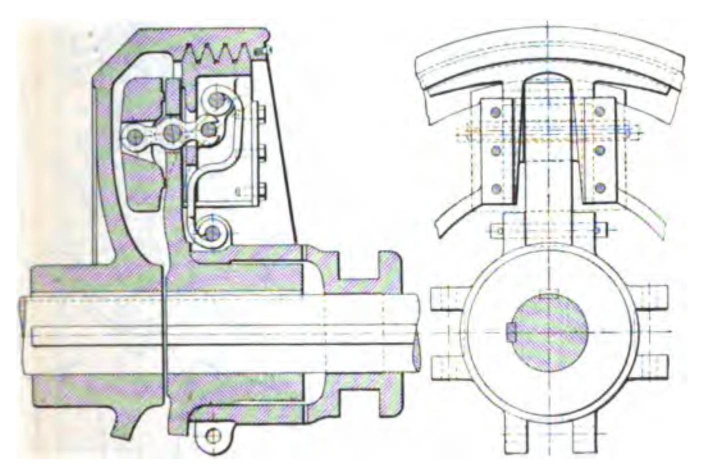


Fig. 166.

Die in Fig. 167 dargestellte Reibungskupplung, Bauart Hill, des Eisenwerkes Wülfel vor Hannover hat die Eigentümlichkeit, daß stets je zwei mit Holz gefütterte Klemmbacken *s* und *t* mit gleich großem Drucke gegen den inneren und äußeren Umfang des Reibungsringes *r* gepreßt werden. Infolgedessen wird dieser von radial wirkenden Kräften entlastet, so daß Biegungsbeanspruchungen des Ringes in Wegfall kommen. Da ferner die Reibung der Hillschen Kupplung das Doppelte derjenigen einer Kupplung mit einseitigem Drucke beträgt, erfordert sie zum Einrücken einen nur halb so großen Anpressungsdruck als jene. Um das Einrücken zu bewirken, wird bei entsprechender Verschiebung des Schleifringes *g* der doppelarmige Hebel *e* um einen in der äußeren Backe *t* gelagerten Zapfen *o* gedreht, wobei das andere Ende des Hebels *e* mit der um *n* drehbaren Rolle *i* gegen den Bolzen *p* der inneren Backe *s* drückt. Hierdurch werden beide Backen einander genähert und, da die eine Backe dem Hebel *e* als Stützpunkt dient, mit gleicher Kraft auf den Reibungsring *r* gepreßt. Beim Ausrücken entfernt sich die Rolle *i* von dem Bolzen *p*, und die Backen werden durch eine Spiralfeder *f* auseinandergetrieben. Damit sie einen Halt gegen radiale

Verschiebungen haben, sind sie durch einen um den verstellbaren Bolzen *m* drehbaren Lenker *d* miteinander verbunden. Die zum Festklemmen des Bolzens *m* in einem ovalen Loche des Kupplungsarmes dienende Mutter *q* hat eine schräge Auflagefläche, womit Lockerungen des Bolzens durch die Fliehkraft der Backen verhütet werden. Zum Ein- und Nachstellen der Kupplung dient die Schraube *k* mit Stellschraube *l*.

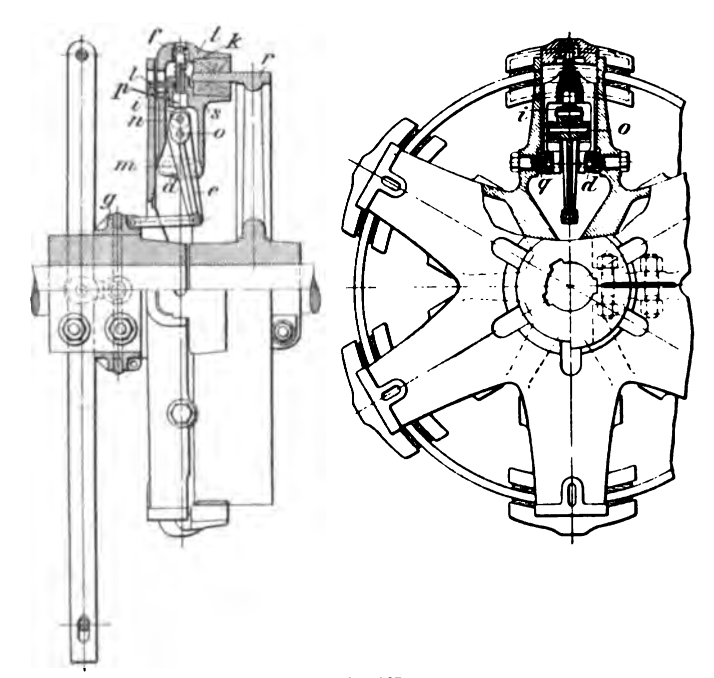


Fig. 167.

Die Hill-Kupplungen werden mit geteiltem oder mit ungeteiltem Reibungsring und Armkreuz ausgeführt.

Die Abmessungen, sowie die Höchstwerte der übertragbaren Leistungen N (in PS) bei verschiedenen Umdrehungen und die Gewichte der Hillschen Kupplung (Kreuz- und Reibungsring ungeteilt) ergeben sich aus der auf S. 221 befindlichen Zusammenstellung.

Das „Eisenwerk Wülfel“ empfiehlt Reibungskupplungen in Verbindung mit einer Riemenscheibe für solche Fälle, in denen die Ausrückung zwar beliebig oft, aber stets nur auf kürzere Zeit erfolgt.

Nummer	Anzahl der Arme	Größter Durchmesser	Durchmesser des Reibungsringes		Höchstwert der übertragbaren Leistung (in PS) bei minutlichen Umdrehungen														Ungefähres Gewicht der Kupplung einschließlich Schleifring
			innen	außen	50	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200	250	300	350	
		mm	mm	mm															kg
6	2	610	490	510	.	.	.	.	6	7	8	10	11	13	14	15	17	19	79
7	3	610	490	510	.	7	7	8	9	11	13	15	17	19	19	23	27	30	86
8	3	725	599	625	9	10	12	14	16	18	21	25	28	32	32	40	44	48	143
9	4	865	713	745	14	17	20	23	26	28	34	40	46	50	50	65	75	80	255
10	4	980	800	835	21	25	30	34	38	42	50	60	65	75	75	85	100	110	343
11	4	1090	902	940	30	36	44	50	55	60	75	85	95	100	110	130	150	160	481
12	4	1255	1036	1080	44	50	60	70	80	90	100	120	140	160	170	190	200	.	718
13	4	1420	1168	1220	75	90	100	120	130	150	180	200	225	225	250	300	350	.	1005
14	6	1420	1168	1220	110	130	150	170	200	225	250	300	325	375	375	475	.	.	1280
15	6	1620	1344	1400	160	190	225	250	275	300	375	425	475	525	550	625	.	.	1857
16	6	1810	1510	1570	200	250	300	325	375	425	500	600	650	700	700	700	.	.	2602

Einigen Anhalt für die Verwendbarkeit gibt die nachstehende Tabelle.

Anzahl der minutlichen Umdrehungen	Die Riemenscheibe befindet sich an der		
	treibenden und im Betriebe leicht zugänglichen Welle	treibenden, aber im Betriebe schwer zugänglichen Welle	getriebenen Welle
	zulässige Breite *b* des einfachen Riemens in mm		
100	350	300	300
150	300	250	250
200	250	200	200
250	200	.	.

Ist die Anzahl der minutlichen Umdrehungen oder die Riemenbreite größer, als vorstehend angegeben, oder dauert die Ausrückung stets längere Zeit, so ist die Riemenscheibe an einer für sich gelagerten und mit dem Reibungsring verbundenen hohlen Welle anzubringen, welche die zu kuppelnde volle Welle umschließt. (Eine derartige Anordnung in Verbindung mit einer sog. Hermann-Kupplung der Firma Zacharias & Steinert in Magdeburg-N. s. Fig. 168b.)

Die neuerdings von der Firma Zacharias & Steinert in Magdeburg-N. unter der Bezeichnung „Hermann-Kupplung" in den Handel gebrachte Reibungskupplung ist in Fig. 168a (S. 224) dargestellt.

Sie besitzt, wie die vorbesprochene Hillsche Kupplung, je nach der Größe der zu übertragenden Kraft, zwei bis sechs mit Holz gefütterte Klemmbackenpaare. Jede äußere Klemmbacke steht durch eine Zugstange mit Gewinde am unteren Ende, über welches ein mit dem Gabelhebel der zugehörigen inneren Klemmbacke beweglich verbundenes Scharnier greift, mit dieser in Verbindung. Mittels des beweglichen Scharniers lassen sich die Klemmbacken ein- und nachstellen. Der zu ihrer gleichmäßigen Anpressung auf den Reibungsring erforderliche Druck kommt unmittelbar zur Wirkung; dieser Umstand gestattet eine verhältnismäßig leichte Ausführung der Klemmbacken, sowie eine starke Druckanwendung und Ausnutzung des Druckes. Da die zur Verhinderung achsialer Verschiebungen durch je zwei Federn gehaltenen inneren Bremsbacken sich in der Mitnehmerscheibe unabhängig von dieser radial bewegen bezw. einstellen können, wird auch bei nicht ganz genau parallel liegenden Wellen ein ruhiger (nicht würgender) Gang derselben in den Lagern erzielt.

Fig. 168b (S. 225) zeigt die Hermann-Kupplung in Verbindung mit einem auf einer Hohlwelle *m* befestigten Reibungsringe *n*.

Aus der auf S. 223 oben befindlichen Zusammenstellung sind die Abmessungen und Gewichte der Hermann-Kupplung (Reibungsring und Mitnehmerscheibe ungeteilt) zu entnehmen.

Während bei den vorbesprochenen Reibungskupplungen die zur Kraftübertragung erforderliche Reibung bei jedesmaligem Einrücken von

Nummer	Zulässige Bohrung mm	Anzahl der Klemmbackenpaare	Äußerer Durchmesser der Kupplung mm	Äußerer Durchmesser des Reibungsringes mm	Kranzstärke des Reibungsringes mm	Nabenlänge des Reibungsringes mm	Nabenlänge der Mitnehmerscheibe mm	Verschiebung der Ausrückmuffe mm	Ungefähres Gewicht der Kupplung, einschließlich Schleifring kg
1	30— 50	2	520	400	12	80	200	40	70
2	40— 60	3	580	450	12	90	210	45	95
3	50— 70	3	650	500	15	100	240	50	125
4	60— 80	3	750	575	15	110	260	55	170
5	70— 90	3	865	685	17	125	290	65	235
6	80—105	4	925	725	17	135	310	70	320
7	90—120	4	1025	800	20	150	345	80	400
8	100—130	4	1100	875	20	160	360	80	485
9	110—140	4	1200	950	22	175	375	85	600
10	120—150	4	1300	1025	22	190	390	90	725
11	130—160	6	1400	1100	25	200	410	95	900
12	140—175	6	1500	1175	25	215	425	100	1025

neuem erzeugt werden muß, ist dies bei der Reibungskupplung (Bauart *A*) von Lohmann & Stolterfoht — eine Verbindung von Klinken- und Reibungskupplung — nicht erforderlich.

Wie Fig. 169 (S. 226) erkennen läßt, ist auf der treibenden Welle das mit Sperrzähnen versehene Klinkenzahnrad *c*, auf der getriebenen Welle der mit Reibungsflächen ausgestattete Hohlkegel *a* festgekeilt[1]). *b* ist ein loser Reibungskegel, der bewegliche Klinken *g* trägt und durch eine Stirnscheibe d_1 mittels Spannschrauben gegen *a* gepreßt wird, sodaß die hierdurch erzielte Reibung genau der zu übertragenden Kraft entspricht. Zur Regelung des Anpressungsdruckes, sowie zur Ausgleichung der kleinen Formänderungen infolge der Erwärmung und Abnutzung im Betriebe sind Gummischeiben unter die Unterlegscheiben der Muttern für die Spannschrauben gelegt. Die Reibungskupplung bleibt sonach dauernd geschlossen. Das Ein- und Ausrücken geschieht mittels der Klinken *g*.

Durch Spiralfedern auf den vierkantigen Köpfen ihrer Drehbolzen werden die Klinken gegen die Sperrzähne des Rades *c* gedrückt und von diesen mitgenommen, damit auch *b* und, infolge der Reibung in den Kegelflächen, der Hohlkegel *a* mit der zu treibenden Welle. Um die Kupplung auszurücken, wird die Hülse *k* nach rechts bewegt, so daß die auf den Klinkenbolzen sitzenden Ausrückarme *i*, indem sie in spiralförmig nach außen verlaufende Schlitze der an der Drehung ge-

[1]) Bei Kupplungen, die nur den Antrieb von Reservemotoren vermitteln, ist *a* treibend zu nehmen. Ebenso kann in den Fällen, wo das treibende Wellenende zu kurz ist oder die Kupplung mit einer die Welle antreibenden Riemenscheibe verbunden wird, die Anordnung umgekehrt sein.

hinderten Hülse *k* zu liegen kommen, die Ausklinkung und damit die Lösung der Kupplung bewirken.

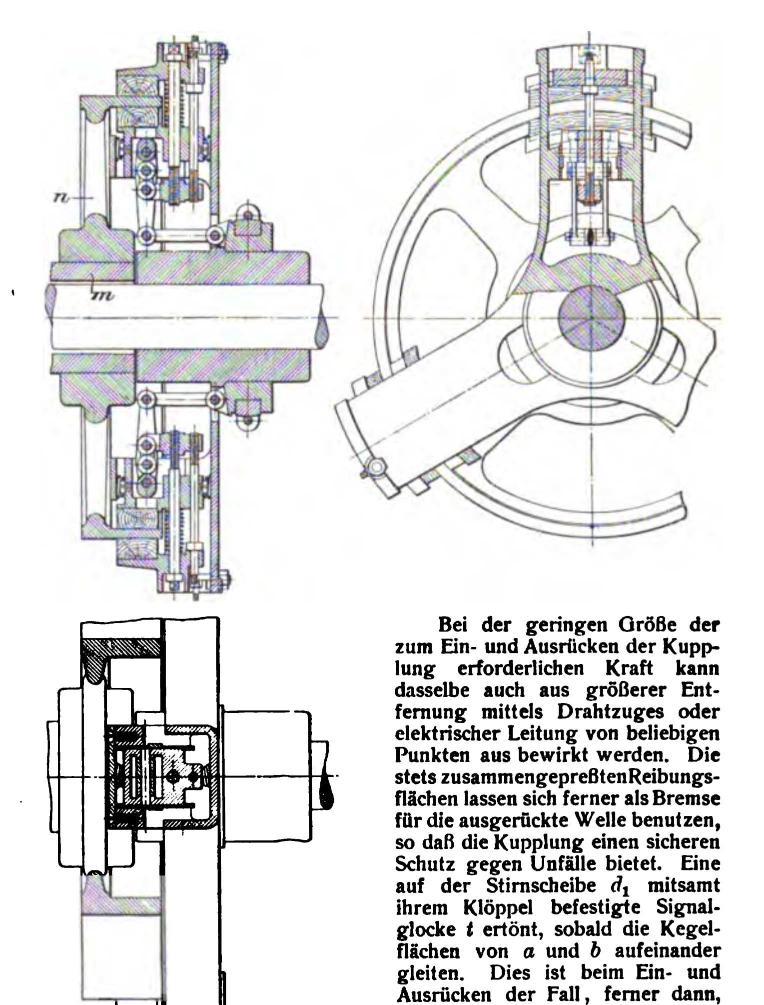


Fig. 168a.

Bei der geringen Größe der zum Ein- und Ausrücken der Kupplung erforderlichen Kraft kann dasselbe auch aus größerer Entfernung mittels Drahtzuges oder elektrischer Leitung von beliebigen Punkten aus bewirkt werden. Die stets zusammengepreßten Reibungsflächen lassen sich ferner als Bremse für die ausgerückte Welle benutzen, so daß die Kupplung einen sicheren Schutz gegen Unfälle bietet. Eine auf der Stirnscheibe d_1 mitsamt ihrem Klöppel befestigte Signalglocke *t* ertönt, sobald die Kegelflächen von *a* und *b* aufeinander gleiten. Dies ist beim Ein- und Ausrücken der Fall, ferner dann, wenn in der Anlage irgend welche unbeabsichtigten Widerstände auftreten.

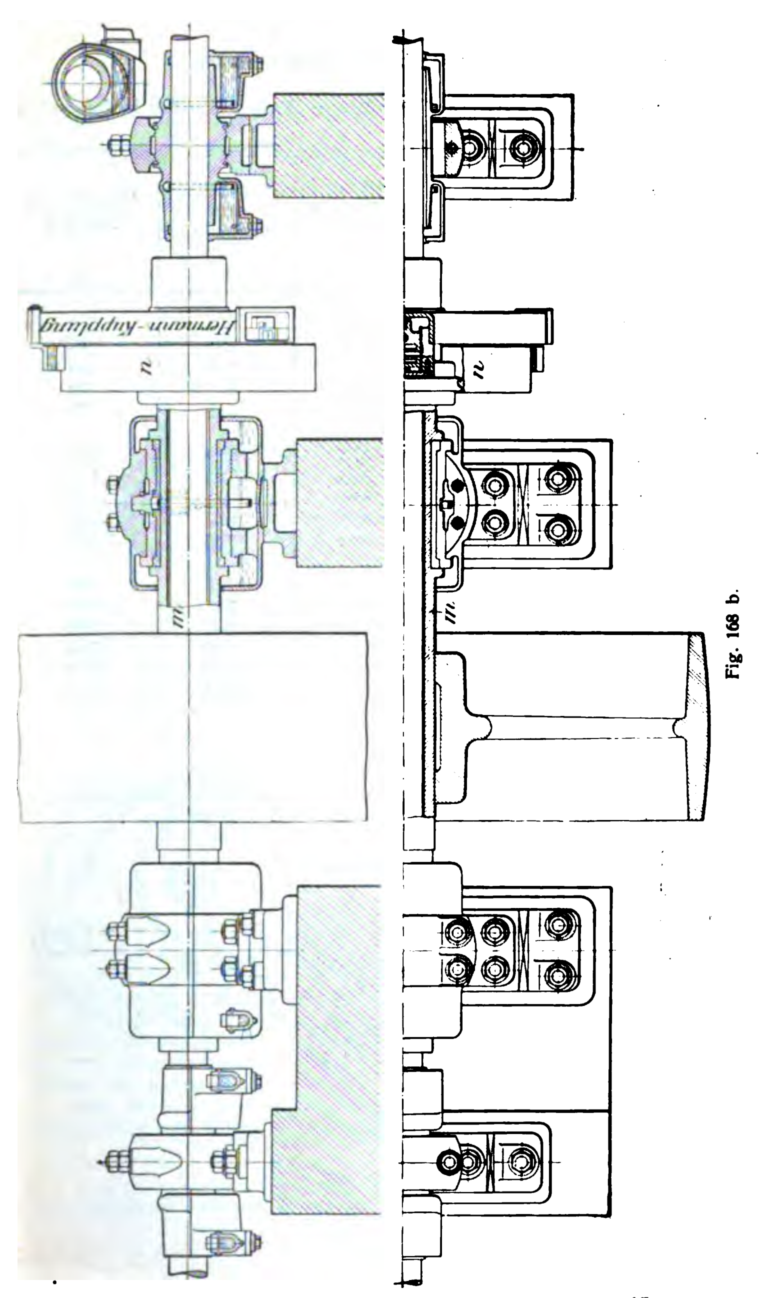


Fig. 168 b.

Lohmann & Stolterfoht liefern diese Kupplung in folgenden Größen.

Wellendurchmesser *d* mm	Leistung in PS bei 100 minutlichen Umdrehungen[1])	Größter Durchmesser *D* mm	Ganze Länge der Kupplung mm	Ungefähres Gewicht kg
40	1,5	290	295	35
40	3	310	325	45
40	4	340	355	55
50	6	390	395	70
60	8	410	450	95
70	15	470	515	130
80	23	505	580	175
90	35	580	625	240
100	50	625	680	305
110	70	700	735	400
120	100	745	790	500
130	130	790	830	600
140	160	850	895	750
150	200	900	955	890
175	300	1040	1080	1400
200	450	1200	1250	1950

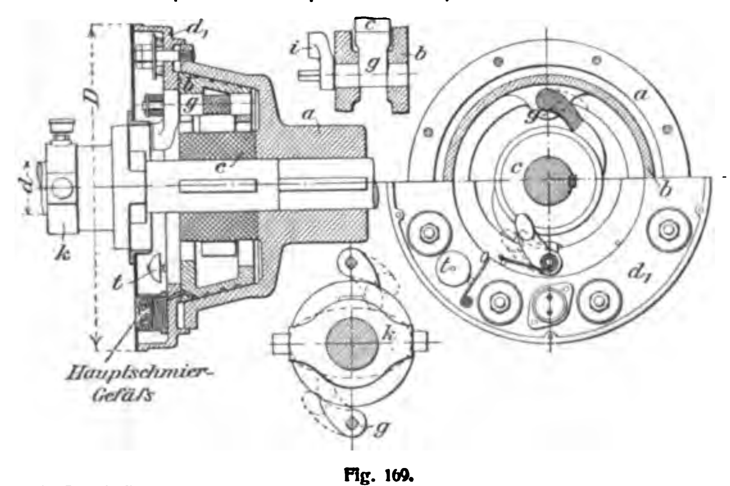


Fig. 169.

[1]) Anmerkung siehe S. 217.

Die Firma macht noch darauf aufmerksam, daß für die richtige Wahl der Kupplungsgröße weniger die im Mittel zu übertragende Leistung (in PS), als vielmehr die Häufigkeit der Benutzung, die Größe der eingerückten Muffen und sonsige Betriebsverhältnisse zu berücksichtigen sind [1]).

Eine eigenartige Ausrückkupplung der Maschinenfabrik G. Luther, A.-G., in Braunschweig verdient ebenfalls Erwähnung. Sie besteht, wie Fig. 170 ersichtlich, aus zwei Hälften *a* und *c*, die fest bezw. verschiebbar auf den betreffenden Wellenenden sitzen. Erstere trägt Segmente mit radialen Mitnehmerzähnen, zwischen welche beim Einrücken

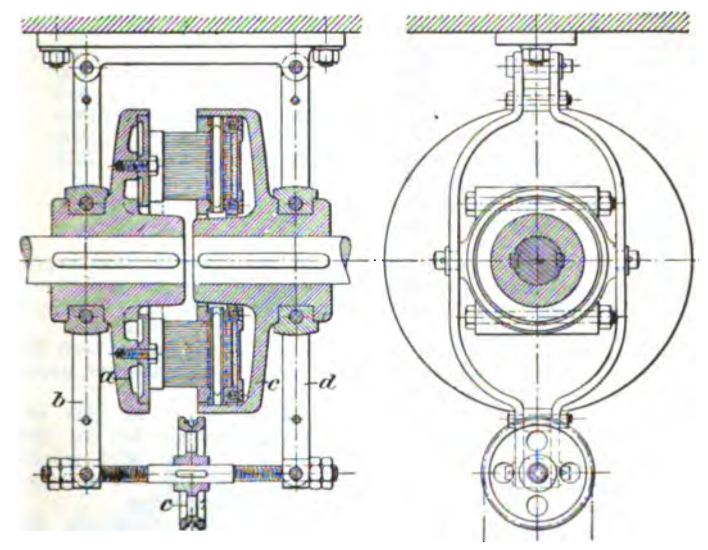


Fig. 170.

der Kupplung entsprechend angeordnete Stahldrahtbürsten der verschiebbaren Kupplungshälfte *c* greifen, wodurch die Mitnahme erfolgt. Im ausgerückten Zustande stehen die Bürsten 4 bis 5 mm von den Mitnehmerzähnen ab. Da die Ein- bezw. Ausrückung nur im Betriebe zu erfolgen hat, so gleiten die gut zu ölenden Bürsten, unter entsprechender Durchbiegung, so lange über die Mitnehmerzähne hinweg, bis die volle Eintrittstiefe der Bürsten (6 bis 10 mm) und damit der Schluß der Kupplung erreicht ist.

Die Hauptabmessungen und Gewichte dieser Bürstenkupplung gibt folgende Zusammenstellung.

---

[1]) In Bezug hierauf vergl. Ad. Ernst: Ausrückbare Kupplungen für Wellen und Räderwerke, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1889, S. 481.

Nummer der Kupplung	Leistung in PS bei 100 minutlichen Umdrehungen[1])	Äußerer Durchmesser mm	Ganze Länge mm	Spielraum zwischen den Wellenenden mm	Ungefähres Gewicht kg
Q_{35}	4	350	335	15	85
Q_{45}	8	450	372	15	132
Q_{55}	14	550	398	15	190
Q_{65}	25	650	421	15	260
Q_{75}	35	750	450	15	350
Q_{85}	54	850	478	15	500
Q_{95}	70	950	509	15	650
Q_{105}	95	1050	534	15	830
Q_{115}	118	1150	534	15	1000
Q_{125}	155	1250	577	15	1300
Q_{140}	200	1400	611	15	1600
Q_{160}	270	1600	.	.	.
Q_{180}	350	1800	.	.	.
Q_{200}	460	2000	.	.	.

Die zum Ein- und Ausrücken der lösbaren Kupplungen dienenden Hebel lassen sich für kleinere Kupplungen — bei genügender Länge des Hebels (etwa 2,5 m von Mitte Welle gerechnet) — von Hand bewegen.

Für größere Kupplungen oder bei beschränktem Raume auch für kleinere Kupplungen kommen Ausrücker mit Zahnstangen oder solche mit Schraubenspindeln in Anwendung.

Fig. 171 zeigt einen Zahnstangenausrücker für eine mit Riemenscheibe verbundene Hillsche Reibungskupplung Nr. 10 des Eisenwerks Wülfel vor Hannover. Bei diesem wird mittels Kettenrad (Handrad) durch Räderübersetzung eine mit dem Ausrückhebel gelenkig verbundene Zahnstange hin und her bewegt.

Bei der Fig. 170 ersichtlichen, zu einer Bürstenkupplung der Maschinenfabrik G. Luther, A.-G. in Braunschweig gehörigen Ausrückvorrichtung erfolgt die Bewegung des Ausrückhebels *d* durch Schraubenstellung mittels eines Kettenrades *e*. Zur Lagerung der Schraubenspindel ist noch ein zweiter Hebel *b* angeordnet. Soll dieser in Wegfall kommen, so ist die Schraubenspindel in einem besonderen Böckchen zu lagern.

Da die Ausrückvorrichtungen mit Zahnstangen nicht wie jene mit Schraubenspindeln selbstsperrend sind, bieten sie den Vorteil, daß der Schleifring nach erfolgtem Einrücken der Kupplung von dem hierzu erforderlichen Drucke sofort entlastet wird.

Wenn mehrere Motoren gleichzeitig auf denselben Wellenstrang treibend wirken, so vermittelt man die Bewegungsübertragung durch Kraftmaschinenkupplungen, die sich, je nach der Geschwindig-

[1]) Anmerkung siehe S. 217.

keit der einzelnen Motoren, selbsttätig ein- oder ausrücken. Handelt es sich z. B. um die Verbindung des Antriebes eines Wasserrades oder einer

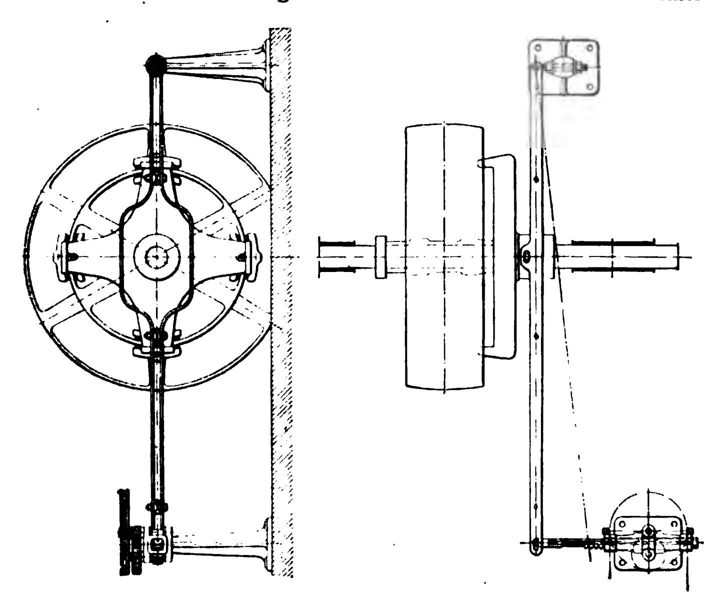


Fig. 171.

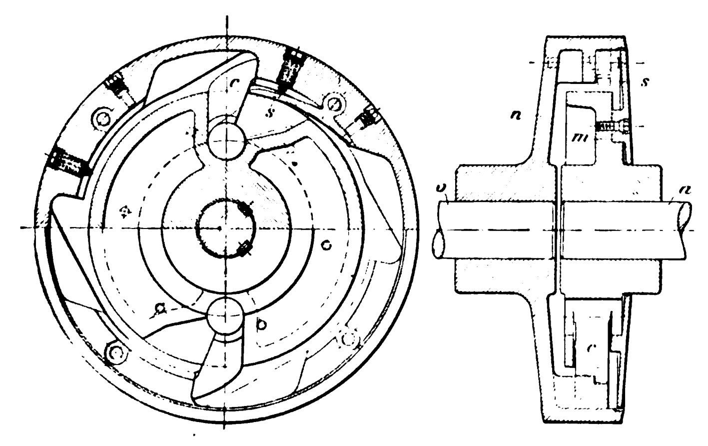


Fig. 172.

Turbine mit einer Dampfmaschine, so ist diese, wenn sie nur zeitweise in Betrieb kommen soll, durch eine Kraftmaschinenkupplung mit dem Wellenstrange zu verbinden.

Eine häufige Anwendung findet in solchen Fällen die Uhlhornsche Klinkenkupplung mit einseitig wirkendem Gesperre.

Fig. 172 zeigt diese Kupplung in der Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau.

Die auf der zum Hilfsmotor (Dampfmaschine) gehörigen Welle a befestigte innere Kupplungshälfte m überträgt die Umfangskraft durch zwei in Lücken der äußeren Kupplungshälfte n eingreifende Mitnehmer c auf die vom Hauptmotor (Wasserrad oder Turbine) angetriebene Welle b. Die Kupplung rückt selbsttätig ein, sobald bei Ingangsetzung des Hilfsmotors dieser die Geschwindigkeit des Hauptmotors erreicht und hierdurch die Mitnehmer, an doppelarmige Sperrfedern s anstoßend, in die Zahnlücken der äußeren Kupplungshälfte n eindringen. Die Ausrückung erfolgt, sobald die äußere Kupplungshälfte voreilt. Die Mitnehmer c kommen dann in Lücken der inneren Kupplungshälfte zu liegen (in Fig. 172 durch punktierte Linien angedeutet), so daß die Sperrfedern s über sie hinweggleiten.

G. Lager.

Lager sind Maschinenteile die zur Führung der Trag- und Spurzapfen dienen. Hiernach unterscheidet man Trag- und Spur- oder Stützlager.

a) Traglager.

Fig. 173 zeigt ein Traglager gewöhnlicher Bauart. Die Länge l und der innere Durchmesser d der aus Rotguß oder aus Gußeisen mit einem eingegossenen Futter aus Weißmetall gefertigten Lagerschalen sind durch die Größe des aufzunehmenden Zapfens bestimmt. Die Stärke s_1 der Schale ist von dem Material, dem Zapfendruck, der zu erwartenden Abnutzung u. s. w. abhängig.

Man nimmt für Rotgußschalen

$$s_1 = \frac{d}{16} + 0{,}5 \text{ cm}.$$

Zur Sicherung achsialer Verschiebungen erhält die Schale seitliche Ränder; zur Verhinderung einer Drehung ist sie mit einem stiftartigen Ansatz (Zapfen) versehen, der in einer entsprechenden Bohrung des Lagerdeckels liegt. Häufig werden an Stelle des angegossenen Zapfens ein oder zwei kurze Dübel in die Oberschale fest eingeschlagen und in diese die Ölröhren geschraubt (s. Fig. 191); zuweilen verhüten letztere allein oder aber ein in den Lagerkörper geschlagener Stift, der in die Unterschale greift, die Drehung der Schale (s. Fig. 192).

Der in den Lagerkörper eingepaßte Deckel ist gegen achsiale Verschiebungen dadurch gesichert, daß die obere Schale mit ihren Rändern über den Lagerkörper greift. Abnutzungen der Lagerschale werden durch leichtes Nachziehen der Deckelschrauben ausgeglichen; um ein selbsttätiges Lösen der letzteren zu verhüten, sind Gegenmuttern an-

geordnet. Der Gewindedurchmesser δ der **Deckelschrauben** bestimmt sich aus dem Zapfendruck $P = k\,l\,d$ (Gl. 29, S. 191) zu

$$\frac{P}{2} = \frac{k\,l\,d}{2} = \frac{1}{4}\,\pi\,\delta^2\,k_z,$$

worin $k_z = 480$ kg/qcm gesetzt werden kann.

Ist der Zapfendruck abwärts gerichtet, so können die Schrauben entsprechend schwächer gehalten werden.

Je nach der Größe des Flächendruckes k (s. S. 191) erhält man schwere oder leichte Lager; für gewöhnliche Triebwerklager mit $l = 1{,}5\,d$ genügt $k = 20$ bis 25 kg/qcm.

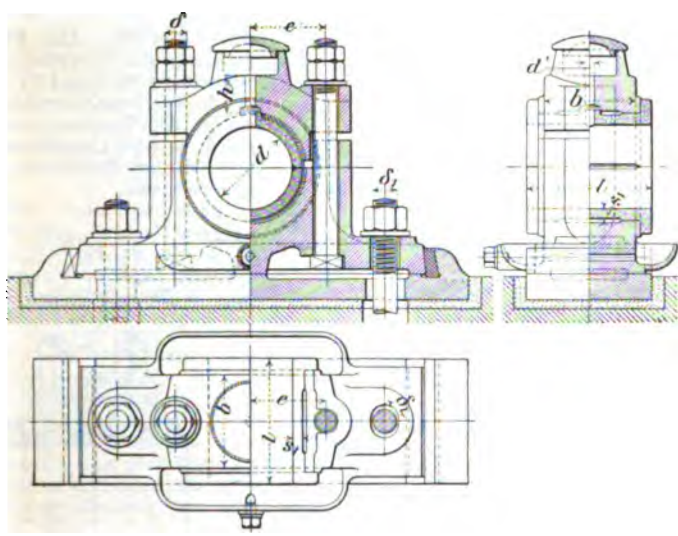


Fig. 173.

Die **Deckelstärke** h folgt aus der Gleichung der Biegungsfestigkeit

$$\frac{P}{2}\left(e - \frac{d}{4}\right) = \frac{1}{6}\,(b - d')\,h^2\,k_b,$$

worin $k_b = 360$ kg/qcm einzusetzen ist; ändert jedoch P seine Stärke und Richtung sehr, so ist k_b entsprechend kleiner zu wählen.

Der mittlere Flächendruck zwischen **Sohlplatte** und dem auf Sandstein oder Klinkermauerwerk ruhenden Zementunterguß soll höchstens 10 kg/qcm betragen.

Den Gewindedurchmesser der **Fundamentanker** nimmt man

$$\delta_1 = \frac{9}{8}\,\delta.$$

Um die Fundamentanker gegen seitliche Beanspruchungen zu schützen, erhält die Sohlplatte sog. Keilnasen, zwischen welche und den Lagerfuß Keile eingeschlagen werden.

Die Sohlplatte und die Arbeitsleisten auf der unteren Fläche des Lagers fallen fort, wenn dasselbe auf einem Holzbalken oder dergl. unmittelbar befestigt wird.

Rücksichten auf den verfügbaren Raum veranlassen zuweilen die Anbringung des Fig. 174 in Verbindung mit einem Hängebock dargestellten **Rumpflagers**; dasselbe unterscheidet sich von dem vorbesprochenen Traglager durch Weglassen der Lagerfüße. Die Befestigung des Rumpflagers auf seiner Unterlage erfolgt durch die Deckelschrauben, die zu dem Zwecke je mit einem in dem Lagerkörper eingelassenen Zwischenkopf versehen sind.

Für **schwere Antriebwellen** ($d \geq 10$ cm) eignet sich das Fig. 175 ersichtliche Lager mit Rotguß- oder Weißmetallschalen.

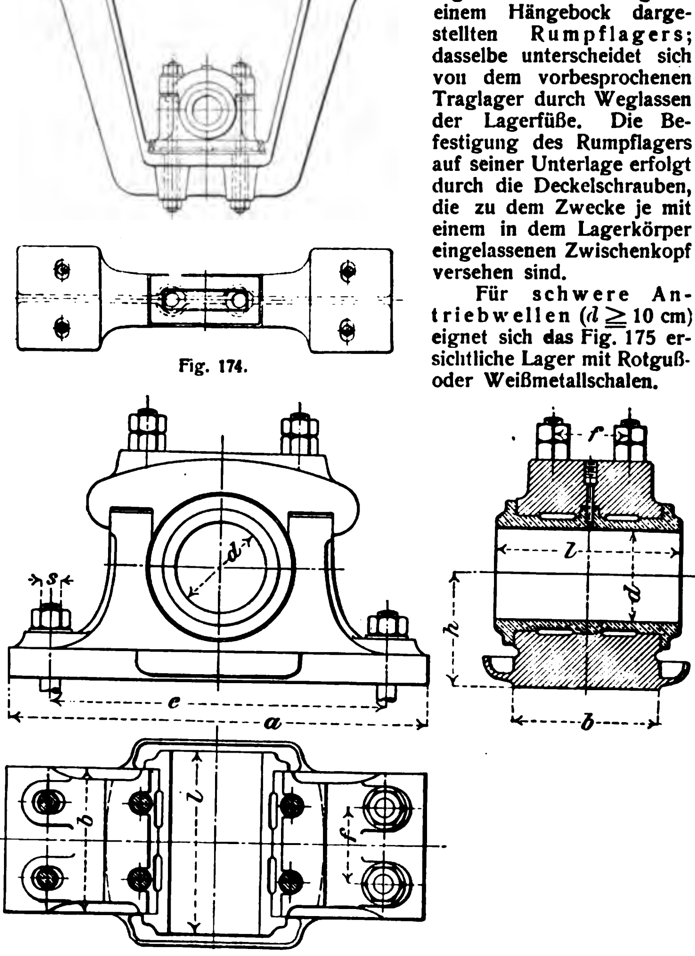


Fig. 174.

Fig. 175.

Hauptabmessungen und **Gewichte** dieser Lager — nach der Ausführung der **Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G.** in Dessau — sind in der folgenden Zusammenstellung enthalten.

Wellen-durch-messer d mm	Schalen-länge l mm	Lager-höhe h mm	Fußplatte a mm	Fußplatte b mm	Schrauben c mm	Schrauben f mm	Schrauben s mm	Ge-wicht kg
100—110	Länge der Schale gleich dem 2fachen Wellendurchmesser	130	450	170	360	90	23	75
115—130		150	540	190	430	100	26	106
135—160		180	650	240	530	120	32	190
165—190		210	780	280	640	150	39	350
195—220		280	1000	360	810	200	45	600
225—240		320	1120	400	900	230	51	870

Sollen die Lagerschalen etwaigen Durchbiegungen der Welle folgen können, so sind sie **beweglich** anzuordnen.

Fig. 176 zeigt ein **Sellerssches Traglager** mit **beweglichen** Schalen. Letztere, aus Gußeisen gefertigt, sind um kugelförmige Zapfen drehbar, die in der Lagermitte den gemeinsamen Mittelpunkt haben und mit dem Deckel und Lagerkörper ein Kugelgelenk bilden. Durch die jetzt selbsttätige Einstellung der Schalen in die Wellenrichtung wird eine gleichmäßige Verteilung des Zapfendruckes über das lange Lager ($l \sim 4\,d$) ermöglicht. Der Flächendruck fällt infolgedessen klein aus, was eine gute und billige Schmierung, geringe Abnutzung und gute Wärmeentziehung zur Folge hat. Zur Schmierung dient in der Regel ein in den Lagerdeckel eingesetzter Selbstöler oder dergl.; außerdem sind die seitlichen Näpfe der Oberschale mit Talg oder einem anderen steifen Fett gefüllt, das bei einem Warmlaufen der Welle flüssig und damit wirksam wird. Die Tropfschalen am Fuße des Lagers fangen das ablaufende Öl auf.

In Fällen, wo **seitliche** Drucke zu erwarten sind, empfiehlt die **Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G.** in Dessau das Fig. 177 ersichtliche **Sellerssche** Lager mit noch zwei **seitlichen** Kugelflächen.

Die **Hauptabmessungen** und **Gewichte** der von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau gebauten Sellersschen Lager (Fig. 176 und 177) sind in der auf S. 234 oben befindlichen Zusammenstellung enthalten.

Für Räume, in denen abtropfendes oder abgeschleudertes Öl zu Übelständen Veranlassung geben könnte, sowie für Wellen mit hohen Umdrehungszahlen, ferner für Betriebe, in denen man sich von der

Wellen-durchmesser d mm	Schalen-länge l mm	Lager-höhe h mm	Fußplatte b mm	Fußplatte c mm	Schrauben e mm	Schrauben s mm	Gewicht kg
25	Länge der Schale gleich dem 4fachen Wellendurchmesser	48	160	65	115	13	3
30—35		55	190	75	140	13	5
40—45		75	220	90	166	13	9
50—55		82	260	105	200	16	14
60—65		95	310	125	230	20	23
70—80		110	350	140	260	23	38
85—95		125	400	165	300	26	58
100—110		140	450	190	340	29	88
115—130		160	516	220	396	32	144

(Bis 65 mm Bohrung haben die Lagerschalen zwei [Fig. 176], von 70 mm Bohrung an vier Kugelflächen [Fig. 177].)

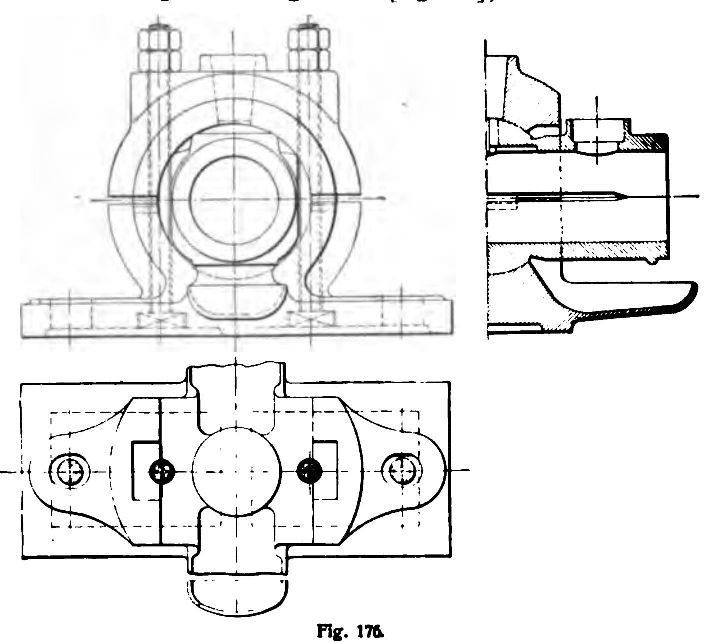


Fig. 176.

Zuverlässigkeit der Wartung unabhängig machen will u. s. w., eignen sich Lager mit Ringschmierung. Bei diesen Lagern kommen Schmiergefäße und Tropfschalen in Wegfall. Die Schmierung erfolgt selbsttätig durch einen oder zwei Ringe, die lose auf der Welle hängen und derselben bei ihrer Umdrehung das erforderliche Schmiermaterial zuführen.

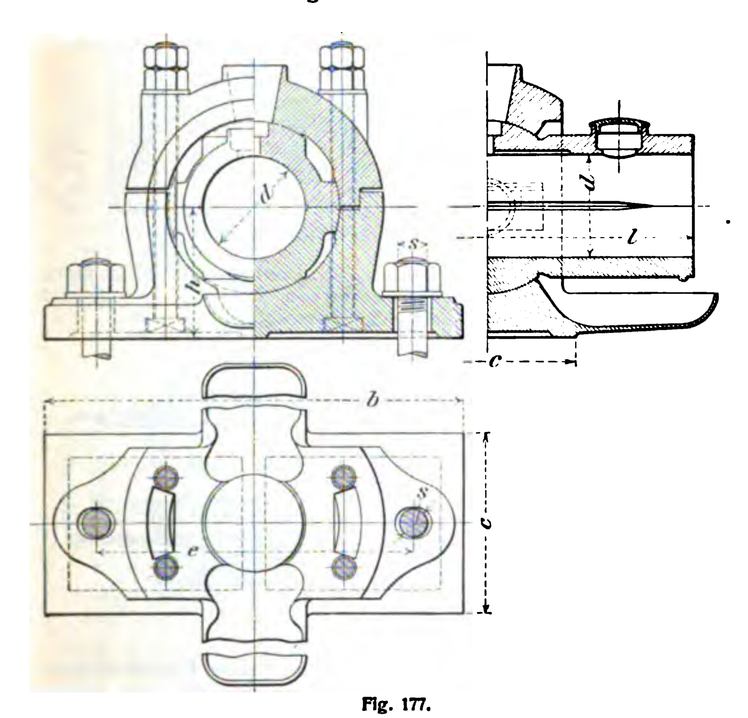


Fig. 177.

Fig. 178 zeigt ein Ringschmierlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau. Dieses sog. Bamag-Sparlager ist ein geteiltes Lager mit Kugelbewegung, dessen Unterschale von einem Behälter für das Schmieröl umschlossen wird. Zwei in dem Lager auf der Welle lose hängende Ringe tauchen unten in das Öl des Behälters ein und besorgen bei ihrer durch die Reibung bewirkten Drehung die Schmierung. Durch Schmiernuten wird das Öl auf die ganze Länge der Lauffläche gleichmäßig verteilt und gelangt in den Behälter zurück, aus dem es von neuem mitgenommen wird.

Zufolge der eigenartigen Formgebung der Schalen ist das Lager selbstdichtend; besondere Dichtungsmittel, Abstreich- und Abschleudervorrichtungen sind nicht vorhanden. Das Lager wird in folgenden Hauptgrößen geliefert.

Wellen-durchmesser	Schalen-länge	Lager-höhe	Fußplatte		Schrauben		Gewicht
d	l	h	b	c	e	s	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
30—35	150	80	190	75	140	13	8
40—45	200	90	220	90	166	13	12
50—55	240	100	260	105	200	16	18
60—65	280	110	310	125	230	20	27
70—80	330	130	350	140	260	23	43
85—95	390	150	400	165	300	26	67
100—110	460	180	450	190	340	29	98
115—130	520	200	516	220	396	32	152

Für schwere Antriebwellen ($d = 5$ bis 22 cm) werden von der Firma Ringschmierlager mit herausnehmbaren Weißmetallschalen geliefert, deren Länge im Mittel $\sim 2{,}4\,d$ beträgt.

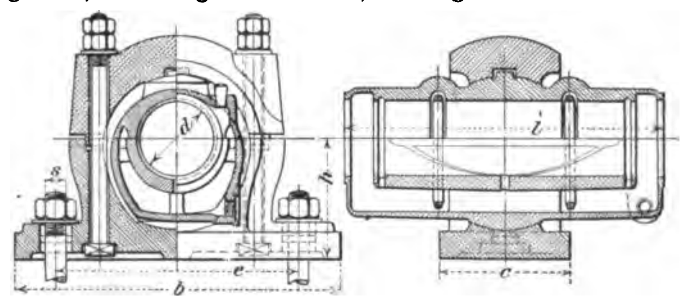


Fig. 178.

Zacharias & Steinert in Magdeburg-N. bauen Ringschmierlager mit getrennten Ölkammern an den Enden, die je durch zwei seitliche Kanäle miteinander in Verbindung stehen. Derartige Lager mit Kugelbewegung dienen in Fig. 168b zur Führung der mittels Hermann-Kupplung mit einer Hohlwelle verbundenen vollen Welle. Die bis auf eine gewisse Höhe mit Wasser angefüllten Ölkammern bilden in ihren unteren Teilen Schlammsäcke, deren Inhalt — vom Öl abgesonderter Schmutz — nach Lösen einer Kopfschraube abgelassen werden kann. Zur Erkennung des Ölstandes ist jede Kammer mit einem Schauglas versehen.

An Stelle der losen Schmierringe, die zuweilen unregelmäßig laufen, verwendet das Eisenwerk Wülfel einen zweiteiligen Ölring, der inmitten des Lagers durch eine starke Blattfeder oder mehrere Spiralfedern derart auf die Welle festgeklemmt wird, daß diese in der Längsrichtung verschiebbar bleibt.

Fig. 179 stellt ein derartiges Lager mit **Kugelbewegung** dar. Der Ölring fördert in ununterbrochenem Strome das Öl aus dem unteren Behälter der Lagerschalen in den oberen Behälter, von wo aus es auf die ganze Länge der Lauffläche verteilt wird.

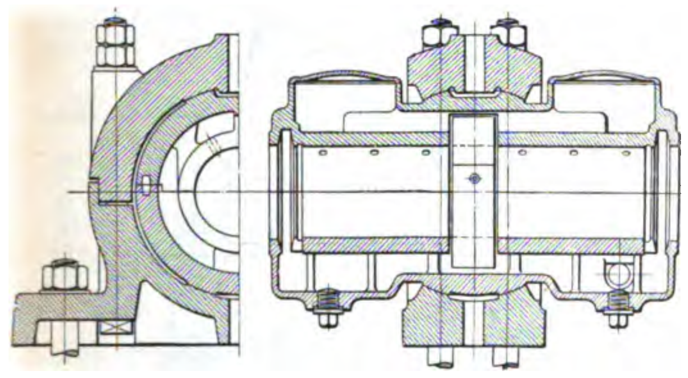


Fig. 179.

Durch Abheben der Deckel der Ölbehälter wird der Ölumlauf sichtbar und läßt sich jederzeit kontrollieren.

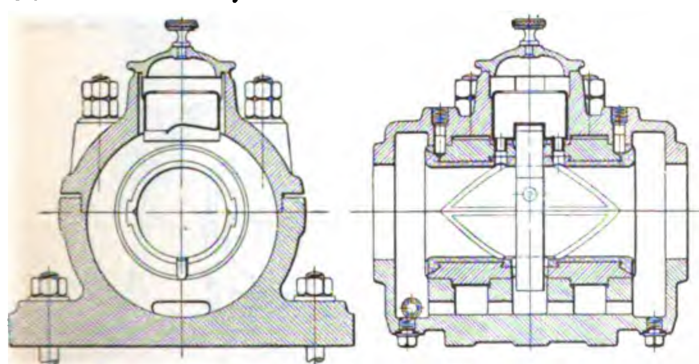


Fig. 180.

Fig. 180 zeigt ein **Weißmetalllager** derselben Firma mit Ringschmierung und **herausnehmbaren** Lagerschalen. In dem oberen Ölbehälter ist ein Blechgefäß mit einer Zunge angeordnet, welche das am äußeren Umfange des Ringes haftende Öl abstreicht. Um Ölverluste zu vermeiden, sind Überläufe vorgesehen, durch welche das Öl in den unteren Behälter zurückfließt.

Können die Lager auf einer Mauer, auf einem Holzbalken oder dergl. keine unmittelbare Abstützung finden, so sind **Lagerstühle**

(Lagerböcke) anzuordnen, oder es ist das Lager als sog. Bocklager auszubilden.

Fig. 181 zeigt einen Lagerbock, wie er häufig ausgeführt wird.

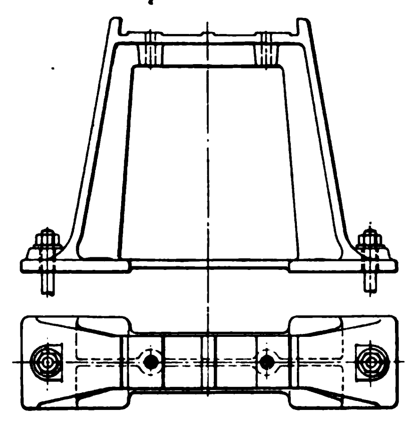


Fig. 181.

Die Mittelpunkte der vorbesprochenen Lager lassen sich nur in wagerechter Richtung — durch Verschieben des Lagers auf seiner Unterlage — verstellen.

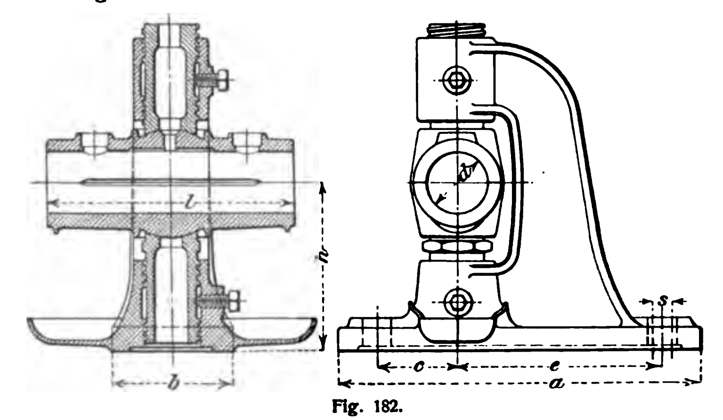


Fig. 182.

Fig. 182 zeigt ein Traglager mit Kugelbewegung, welches außer in wagerechter auch in lotrechter Richtung verstellbar ist. Hierbei liegen die Lagerschalen zwischen Spindeln, deren Enden den Kugelsegmenten der Schalen entsprechend ausgebildet sind.

Die nachstehenden Abmessungen dieser Lager sind dem Preisbuche der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. entnommen.

Wellen-durch-messer d mm	Schalen-länge l mm	Lager-höhe h mm	Fußplatte a mm	Fußplatte b mm	Schrauben c mm	Schrauben e mm	Schrauben s mm	Ge-wicht kg
40—45	Länge der Schale gleich dem 4fachen Wellendurchmesser	130	270	90	60	150	13	12
50—55		145	315	105	70	175	16	18
60—65		175	380	125	85	215	20	28
70—80		210	445	140	100	255	23	44
85—95		240	510	165	115	295	26	68
100—110		270	570	190	130	340	29	102

Ist das Lager an einer senkrechten Wand, an einer Säule oder dergl. zu befestigen, so verwendet man Wand- bezw. Säulen-Konsol-

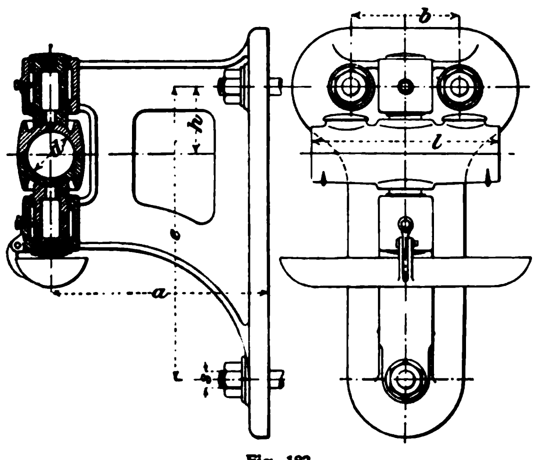


Fig. 183.

lager oder aber Wand- bezw. Säulenkonsole mit Stehlagern der vorbesprochenen Bauart.

Ein offenes Wand-Konsollager mit gußeisernen Lagerschalen zeigt Fig. 183. Es ist mit drei Ankerschrauben an der Wand (Mauer) befestigt. Die Lager haben Kugelbewegung und sind in lotrechter Richtung verstellbar.

Die Abmessungen und Gewichte solcher Lager (Bamag-Sparlager) sind in nachstehender Zusammenstellung enthalten.

Bohrung des Lagers d mm	Länge der Schale l mm	Ausladung a mm	Wandanker Entfernung e mm	Wandanker Entfernung b mm	Wandanker Entfernung h mm	Wandanker Durchmesser s mm	Gewicht kg
40—45	200	250	310	110	80	16	20
		300	330				22
		350	350				24
		400	370				26
		450	390				28
50—55	240	250	340	140	88	20	28
		300	360				30
		350	380				32
		400	400				34
		450	420				36
60—65	280	300	390	180	105	26	42
		350	410				44
		400	430				46
		450	450				48
70—80	330	400	480	210	130	29	68
		450	510				71
		500	540				74
85—95	390	400	530	245	160	32	103
		450	560				107
		500	590				111
100—110	460	400	590	290	180	36	145
		450	620				150
		500	650				155

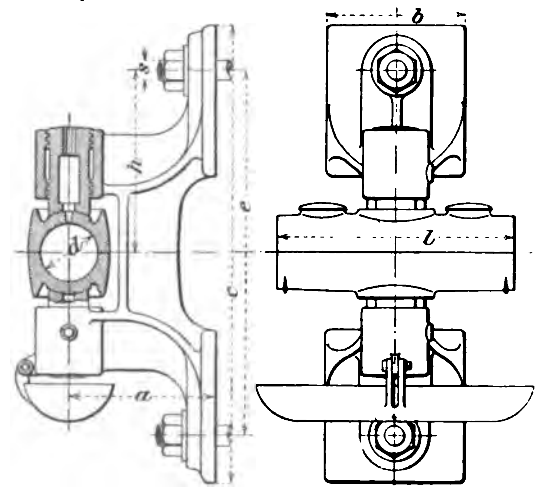


Fig. 184.

Das Fig. 184 ersichtliche Konsollager ist mit zwei Schraubenbolzen an einer Säule oder dergl. befestigt. Die in lotrechter Richtung verstellbaren gußeisernen Lagerschalen haben ebenfalls Kugelbewegung.

Die Lager werden in folgenden Größen geliefert.

Bohrung des Lagers	Länge der Schale	Ausladung	Befestigungsplatte		Befestigungsschrauben			Gewicht
					Entfernung		Durchmesser	
			Länge	Breite				
d	l	a	c	b	e	$h = \frac{e}{2}$	s	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
40 – 45	Länge der Schale gleich dem 4fachen Wellendurchmesser	150	400	130	320	160	20	14
50 – 55		150	460	140	360	180	23	21
60—65		150	520	150	420	210	26	28
70—80		150	600	160	480	240	26	42
85 – 95		180	670	170	540	270	29	66
100—110		180	750	180	600	300	32	83

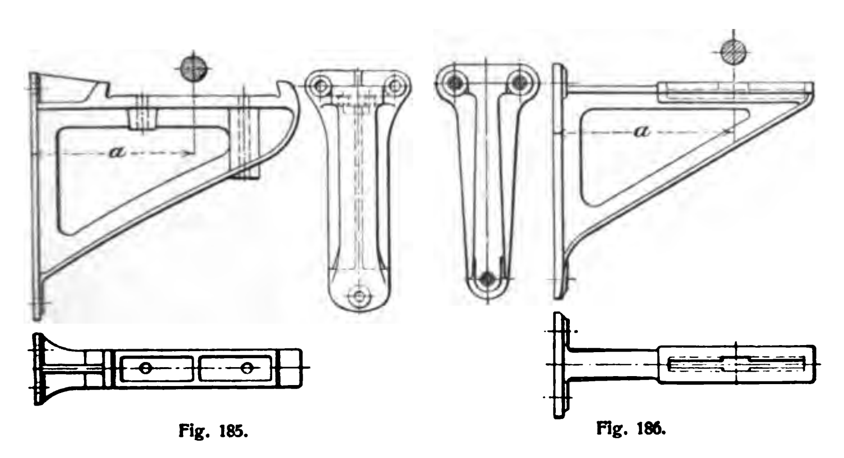


Fig. 185. Fig. 186.

In Fig. 185 und 186 sind **Wandkonsole** zum Tragen je eines Stehlagers dargestellt. Die Ausladung a richtet sich zumeist nach den Abmessungen der auf der tragenden Welle sitzenden Riemenscheiben, Räder u. dergl.

Die **Säulenkonsole** mit zwei übereinander liegenden Befestigungsschrauben zeigen dieselbe Bauart; zuweilen werden derartige Konsole mittels zweiteiliger Schellen an der zugehörigen Säule befestigt. Wand- und Säulenkonsole werden auch als Hohlgußkörper ausgeführt.

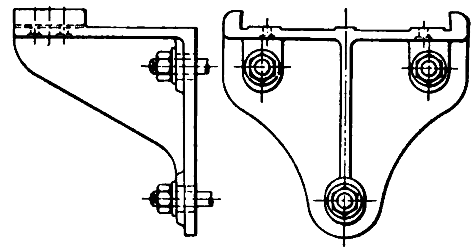


Fig. 187.

Winkelkonsole, Fig. 187, finden Anwendung, wenn die Welle kurz vor der Wand endigt.

Hat die Befestigung des Lagers an einer Decke zu erfolgen, so sind **Hängelager** oder **Hängeböcke** mit Stehlagern erforderlich.

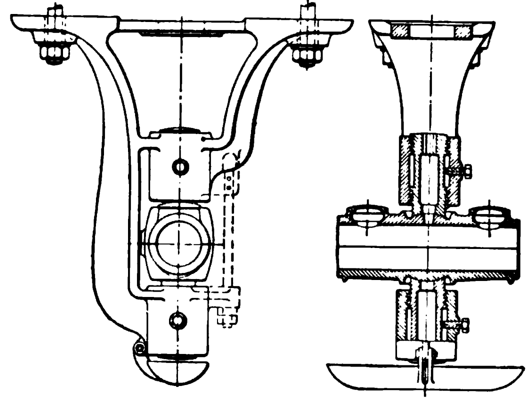


Fig. 188.

Fig. 188 zeigt ein **offenes**, Fig. 189 ein **geschlossenes** Hängelager, beide mit Kugelbewegung und lotrechter Verstellung der Lagerschalen.

Die offenen Hängelager können auch mit Stangenschluß ausgeführt werden (Fig. 188 in punktierten Linien angegeben).

Einen **Hängebock** für Stehlager (Rumpflager) läßt Fig. 174 (S. 232) erkennen.

Kommt das Lager in eine Mauer zu stehen, so wird es in einem **Mauerkasten** (Wandkasten), Fig. 190, befestigt, der durch Ein-

mauern, erforderlichenfalls noch durch Verankerung in feste Verbindung mit der Mauer zu bringen ist.

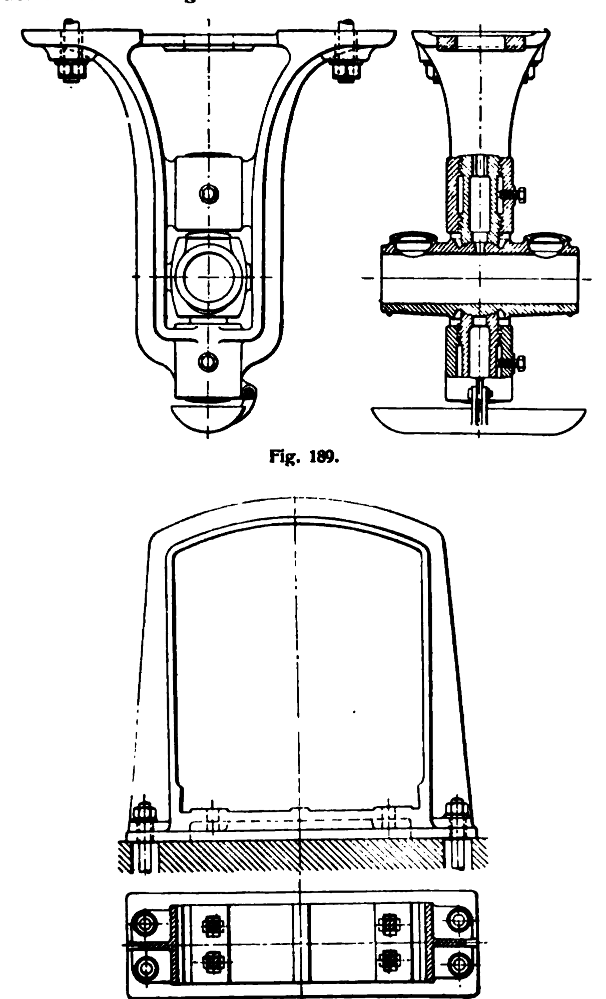


Fig. 189.

Fig. 190.

Ein mit der Grundplatte einer stehenden Verbunddampfmaschine von 320 bezw. 510 mm Cylinderdurchmesser und 500 mm Hub der

Bernburger Maschinenfabrik A.-G. in Bernburg aus einem Stück gegossenes Kurbelwellenlager zeigt Fig. 191.

Die Drehung der mit Weißmetall ausgegossenen gußeisernen Lagerschalen wird durch einen in die Oberschale fest eingeschlagenen Dübel, der in den Lagerdeckel greift, und in den auch das Ölrohr geschraubt ist, verhindert. Die vierkantigen Köpfe der Deckelschrauben liegen in entsprechenden Aussparungen der Grundplatte.

Das Nachziehen der Lagerschalen erfolgt bei den vorbesprochenen Lagerkonstruktionen durch die lotrecht zur Schalenfuge,

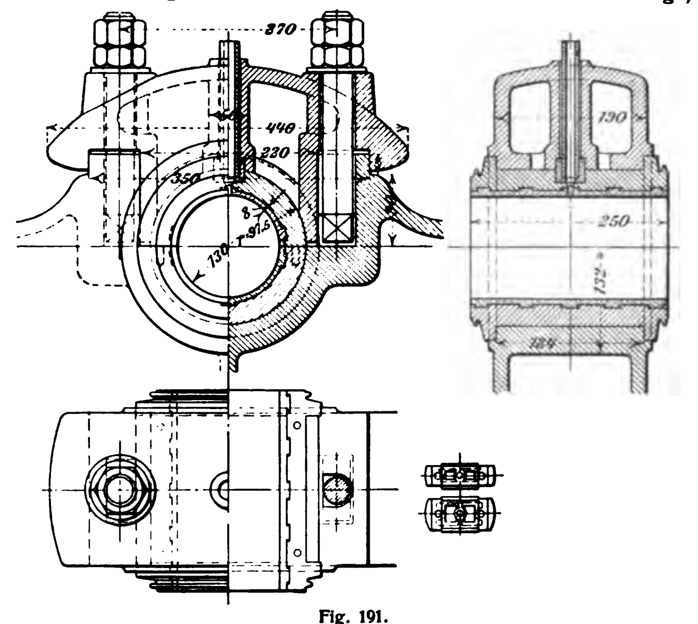


Fig. 191.

zumeist in Richtung des größten Zapfendruckes, liegenden Deckelschrauben. Wechselt der Zapfendruck, wie es z. B. bei den Kurbelwellenlagern liegender Dampfmaschinen der Fall ist, in wagerechter Richtung, so müssen die Lagerschalen in dieser nachstellbar gemacht werden. Dies bedingt eine Drei- oder Vierteilung der Lagerschale. Die Nachstellung der Seitenschalen erfolgt durch Keile oder durch Stellschrauben. Sehr häufig wird bei Kurbelwellenlagern auch die Unterschale — insbesondere bei schweren Schwungrädern — stark belastet, doch verzichtet man in der Regel auf die Nachstellbarkeit derselben und begnügt sich mit der seitlichen und der Ausgleichung lotrechter Abnutzungen durch Anziehen der Deckelschrauben.

In Fig. 192 ist das Kurbelwellenlager einer liegenden Dampfmaschine mit vierteiliger, gußeiserner und mit Weißmetall ausgegossener

Lagerschale in Verbindung mit dem Maschinenrahmen nach Ausführung der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz dargestellt. Die beiden Seitenschalen werden durch Keile (einseitiger Anzug 1 : 8) nachgestellt, zu deren Verschiebung vom Deckel unabhängige Stellschrauben dienen, die ihre Stützpunkte in je einer durch Flanschenverschraubung im Rahmen befestigten Rotgußmutter haben. Die Sicherung erfolgt durch je eine Mutter mit untergeschobenem Preß-

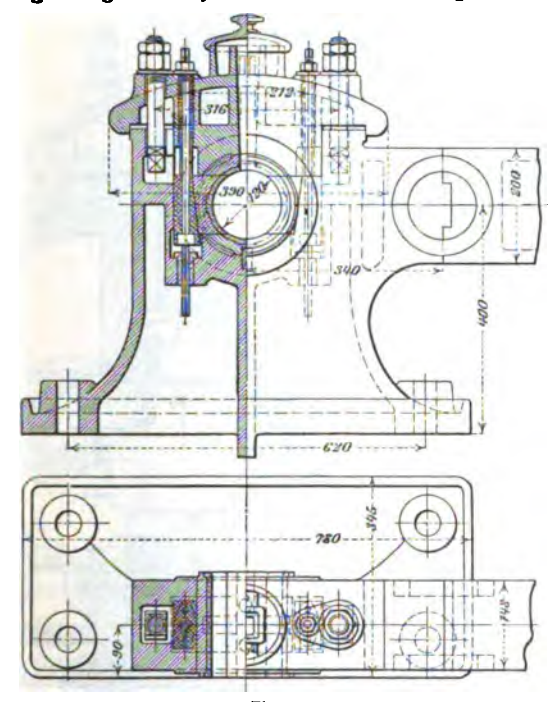


Fig. 192.

rohr. Der Deckel kann ohne Änderung der Keilstellungen abgenommen werden. Behufs Schmierung wird die mittlere große Deckelöffnung mit Talg oder einem steifen Fett gefüllt; außerdem sind zwei seitliche Ölrohre vorhanden.

Ein ähnliches, zu einer schweren Walzenzugmaschine von 1000 mm Cylinderdurchmesser und 1400 mm Hub gehöriges Lager mit vierteiliger Schale von 400 mm Bohrung und 650 mm Länge zeigt Fig. 193. Es ist hier nur ein Anzugkeil angeordnet, der mittels einer schmiedeisernen Druckplatte auf die ganze Länge der Schale wirkt. Zum Entfernen der Schalen ist nur nötig, die Welle so hoch zu heben, daß man mittels

eingeschraubter Ösen die Unterschale über die zwei in den Lagerkörper eingeschlagenen Stifte heben und herausdrehen kann; ebenso einfach ist das Einsetzen neuer Schalen.

Die Schmierung geschieht für gewöhnlich mit steifem Fett, das durch belastete Kolben aus Gasrohr in vier durch Aussparungen an

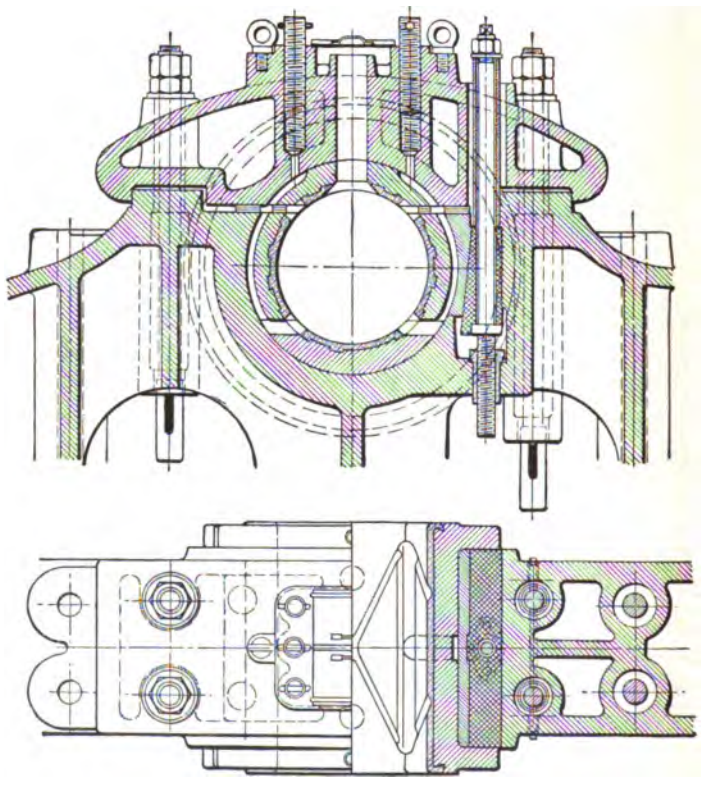


Fig. 193.

den Teilstellen der Schalen gebildete Kammern gedrückt wird. Durch die mittlere große Deckelöffnung kann Speck eingebracht werden; seitliche Löcher dienen beim Einlaufen neuer Schalen der Ölzufuhr.

Fig. 194 zeigt ein Kurbelwellenlager mit ebenfalls vierteiliger Schale von 200 mm Bohrung und 340 mm Länge. Die Nachstellung erfolgt nur auf einer Seite des Lagers mittels Druckschrauben,

deren aus Rotguß gefertigte Muttern durch Schraubenstifte gegen Drehung gesichert sind.

Zuweilen werden auf jeder Lagerseite Druckschrauben angeordnet.

Erfolgt die Stützung eines Tragzapfens durch Kugeln, so wird das Lager als Kugellager bezeichnet.

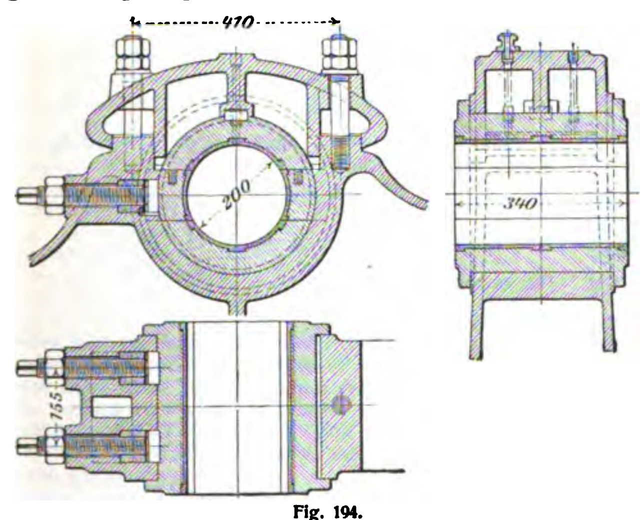


Fig. 194.

Bezeichnet P_0 die von einer Kugel vom Durchmesser δ (in cm) zu übertragende Kraft in kg, so gilt

$$P_0 = c\,\delta^2, \qquad \ldots \ldots \quad 35$$

worin c einen vom Material und von der Gestalt der Kugellaufflächen abhängigen Koeffizienten (in kg/qcm) bedeutet. Derselbe kann bei Kugellagern für dauernden Betrieb nach Stribeck[1]) gesetzt werden:

$c = 30$ bis 50 für gehärtete Stahlkugeln zwischen Ringen mit ebenen, kegelförmigen und cylindrischen Laufflächen aus gleichem Material. (Der kleinere Wert gilt für den Fall, daß an den meistbelasteten Druckstellen neben der rollenden die gleitende Reibung auftritt, der größere Wert, wenn die Kugeln nur rollen.)

$c = 100$ für gehärtete Stahlkugeln in Stahlrinnen, deren Krümmungshalbmesser $= {}^2/_3\,\delta$ ist.

Bei vorzüglicher Ausführung können diese Werte um 50% überschritten werden.

[1]) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1901, S. 73.

Als Laufringe für schwere Traglager haben sich bei den von Stribeck angestellten Versuchen die in Fig. 195 dargestellten Ringe mit hohlcylindrischen Rinnen am besten bewährt.

Die Gesamtbelastung P, welche auf einen Laufring mit i Kugeln entfällt, überträgt sich nach Fig. 196 nicht gleichmäßig auf alle Kugeln. Es ist vielmehr

$$P = P_0 + 2\,P_1 \cos\gamma + 2\,P_2 \cos 2\,\gamma + \ldots + 2\,P_n \cos n\,\gamma,$$

wo

$$n\,\gamma < 90^0$$

und in der Regel

$$\gamma = \frac{360}{i}, \text{ also } n \leqq \frac{i}{4}.$$

Für $i = 10$ bis 20 kann als größte Belastung einer Kugel gesetzt werden

$$P_0 = \frac{5}{i}\,P;$$

hiernach ist für $i = 10 \quad 15 \quad 20$

der entsprechende Wert $P_0 = \frac{P}{2} \quad \frac{P}{3} \quad \frac{P}{4}$

in die Gl. 35 einzuführen.

Fig. 195.

Bei den Stribeckschen Versuchen hat sich gezeigt, daß die Kugellager hinsichtlich der Größe des Reibungswiderstandes sehr beständig sind; die mehr oder minder große Zähigkeit des Schmiermaterials übt keinen erheblichen Einfluß auf die Reibung aus. Als weitere Vorzüge der Kugellager gegenüber den Gleitlagern sind die folgenden anzuführen: „Die Notwendigkeit des Einlaufens, die schwer belasteten und auch den für große Geschwindigkeiten bestimmten Gleitlagern nicht selten verhängnisvoll wird, entfällt bei gut gearbeiteten Kugellagern. Sie sind kurz und auch für große Geschwindigkeiten und beträchtliche Belastungen, wofür Gleitlager zur Vermeidung des Anfressens und wegen der Wärmeabführung häufig unerwünscht lang werden müssen, in denselben Abmessungen wie für geringe Geschwindigkeiten anwendbar. Staub und Verunreinigungen des Öles lassen sich leichter von den Laufflächen fernhalten und sind nicht so nachteilig wie bei Gleitlagern. Die einreihigen Kugellager gestatten der Welle mäßige Pendelbewegungen; sie sind also unempfindlich gegen geringe Verbiegungen der Welle und kleine Aufstellungsfehler."

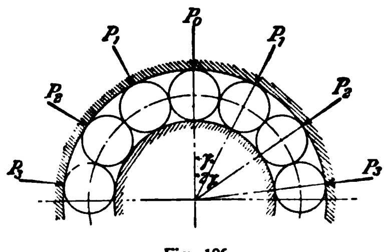


Fig. 196.

Diese guten Eigenschaften besitzen aber nur solche Lager, deren Kugeln und Laufringe genau hergestellt sind, und die hinsichtlich der Gleichmäßigkeit, Härte und Zähigkeit gewissen Anforderungen ent-

sprechen, die nach den bisherigen Erfahrungen nur von wenigen Sonderfabriken erfüllt werden können [1]).

Fig. 197 und 198 zeigen zwei normale Kugellager der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin für Wellen von je 50 mm Durchmesser, die als Stehlager wie auch als Förderwagenlager verwendet werden. Bei Anwendung als Förderwagenlager dient das Lager Fig. 197 für außenliegende, dasjenige Fig. 198 für innenliegende Räder. Zu jedem Laufringsystem gehören ein innerer und ein äußerer Laufring *a* bezw. *b* mit dazwischenliegenden Kugeln. Zum Einfüllen der letzteren ist der äußere Laufring mit einem Schloß *c* und einer Schraube *e* (Fig. 197) bezw. mit einer Schraube *f* und entsprechender Nut (Fig. 198) versehen. Die Einfüllöffnung muß sich stets an einer unbelasteten Stelle des Lagers befinden.

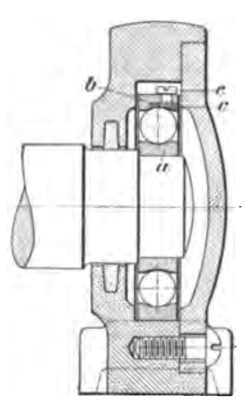


Fig. 197.

Der innere Laufring ist bei dem Fig. 198 ersichtlichen Lager mittels einer Spannhülse *d*, die aus zwei kegelförmig ineinander greifenden Büchsen mit Spannmutter besteht, fest mit der ungehärteten Welle verbunden; bei dem Lager Fig. 197 ist der innere Laufring gut passend über das vorher an der Oberfläche abgehärtete Wellenende geschoben.

Wenn auch die Laufringsysteme die im Betriebe auftretenden achsialen Beanspruchungen ohne weiteres aufnehmen, so muß bei An-

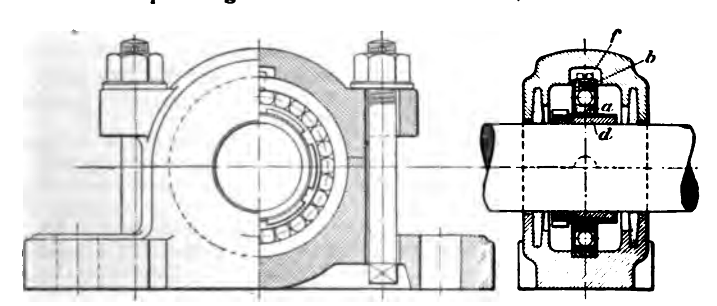


Fig. 198.

wendung mehrerer Laufringsysteme auf einer Welle dafür gesorgt werden, daß ein Klemmen derselben in den Gehäusen — durch Ungenauigkeiten bei der Montage und Wärmedehnungen (bei längeren Wellensträngen) — nicht stattfinden kann. Sollen die Wellen in achsialer

[1]) Siehe auch F. Heerwagen: Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1901, S. 1701.

Richtung festgehalten werden, so hat dies daher nur durch ein Laufringsystem zu geschehen, während die anderen seitlich Luft erhalten müssen.

Die Schmierung geschieht, je nach dem Verwendungszweck der Lager, mit konsistentem Fett, Vaseline oder dickflüssigem Öl. Zur Abdichtung dienen Filzringe.

Für schwere Straßenfahrzeuge verwendet die genannte Firma das Fig. 199 ersichtliche Achskugellager. Die Stahlgußnabe besteht aus zwei miteinander verschraubten und durch Sicherung festgestellten Teilen mit Staubkapseln aus Stahlguß an den Enden; zur Lagerung der Achsschenkel dienen je zwei Laufringsysteme der vorbesprochenen Bauart. Auf leichtes Abziehen der Nabe — nach Ent-

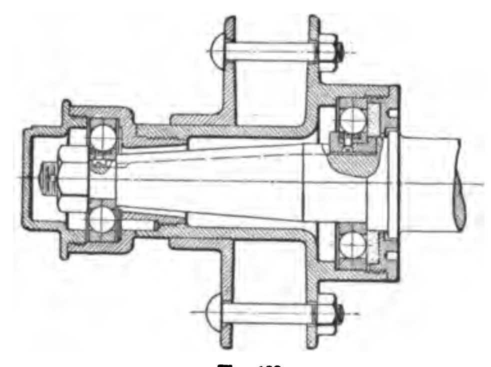


Fig. 199.

fernung der vorderen Staubkapsel, des Splintes und der Achsmutter — ist Rücksicht genommen; hierbei bleiben die Kugellager innerhalb der Nabe.

Die Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken liefern gehärtete Gußstahlkugeln aus bestem Sonder-Werkzeugstahl in Größen von 1/8 bis 4″ engl. bezw. 3,17 bis 101,60 mm Durchmesser und zwar Kugeln von 1/8 bis 1″ engl. Durchmesser für zulässige Belastungen von 15 bis 960 kg. Diesen Belastungen entspricht in Gl. 35 ein Wert $c \sim 150$ kg/qcm. Die genannte Firma garantiert für tadellose Härtung, genaueste Rundung, größte Zähigkeit und vollkommene Gleichheit der Kugeln.

Meyer & Co. in Düsseldorf liefern gehärtete Stahlkugeln aus komprimiertem Sonder-Werkzeugstahl, auf eigenen Maschinen gefraist, glashart gehärtet, sodann geschliffen und poliert, für Kugellager in Kranen, Bohr- und Fraismaschinen, Drehbänken u. s. w. von 1/8 bis 2″ engl. bezw. 3,17 bis 50,8 mm Durchmesser, ferner solche von 60 bis 150 mm Durchmesser. Die zulässigen Belastungen werden für Kugeln von 1/8 bis 1″ Durchmesser zu 70 bis 5000 kg (nach Mitteilung der Fabrik etwa 1/8 der Bruchbelastung), angegeben; dem entspricht in Gl. 35 ein Wert $c \sim 700$ kg/qcm, der gegenüber den von Stribeck ermittelten Werten (s. S. 247) außerordentlich hoch erscheint!

Meyer & Co. bezeichnen als sehr wichtig, daß die Oberflächen der Kugeln wie des Lagers auch unter einem starken Vergrößerungsglase sich vollständig frei von kleinen Flecken oder Löchern zeigen. Ebenso wie die Kugeln sollten auch die Lager aus dem härtesten Material hergestellt und auf eine Tiefe gleich dem Kugelhalbmesser gehärtet werden.

Fig. 200 zeigt ein Traglager nach Ausführung der letztgenannten Firma.

Die Kugeln laufen auf kegelförmigen Flächen einer Anzahl von Ringen, die, behufs Ausgleichung eintretender Abnutzungen, mittels äußerer Stellscheiben *a* einander genähert werden können. Der Umfang einer auf die Welle gezogenen gehärteten Stahlbüchse bildet die innere Lauffläche der Kugeln.

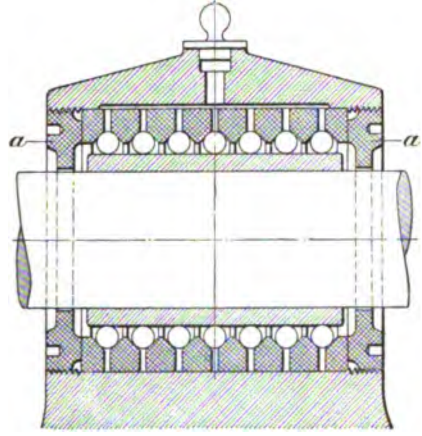


Fig. 200.

Als Auflager für schwere Dachbinder, Brückenträger — auch im Maschinenbau, z. B. zur Stützung der Laufachsen von Lokomotiv-Schiebebühnen — finden Rollenlager Verwendung.

Bezeichnet

- P_0 die durch eine Rolle zu übertragende Kraft in kg,
- δ deren Durchmesser, bei Kegelform deren mittleren Durchmesser in cm,
- l die tragende Länge der Rolle in cm,
- c einen Koeffizienten in kg/qcm,

so pflegt nach C. v. Bach für cylindrische und kegelförmige Rollen gesetzt zu werden

$$P_0 = c\,\delta\,l.$$

Man nimmt für Material von genügender Härte und unter Voraussetzung möglichst gleichmäßiger Verteilung von P_0 über die ganze Länge l der Rolle

- c bis 25 bei gußeisernen Rollen auf ebenen Platten aus gleichem Material, und zwar ist c um so geringer in die Rechnung einzuführen, je größer die Rollenlänge ist;
- c bis 60 bei gehärteten Stahlrollen auf ebenen Platten aus Stahl (Stahlguß)[1].

Man findet

$$\frac{l}{\delta} < 5.$$

[1]) Versuche, die im Auftrage des Vereins deutscher Ingenieure zur Ermittelung genauerer Werte für den Koeffizienten c angestellt wurden, sind noch nicht als abgeschlossen zu betrachten.

Sind mehrere Rollen vorhanden, so ist zunächst zu prüfen, ob eine gleichmäßige oder ungleichmäßige Übertragung der Gesamtbelastung P des Lagers auf die einzelnen Rollen desselben stattfindet. Im letzteren Falle ist wie bei Kugellagern zu verfahren (s. d.).

Bei den zur Bestimmung des Gewichtes körperlicher Gegenstände dienenden Wagen kommen Schneidenlager in Anwendung. Der Winkel der auf das Lager drückenden Schneiden — aus glashartem, nicht (oder nur bis zur strohgelben Farbe) angelassenem Stahl bestehend — kann bei hohem Drucke und kleinem Ausschlage $\alpha = 120^0$, bei feineren Wagen bis $\alpha = 45^0$ gewählt werden. Im ersteren Falle ist das eigentliche Lager eine Ebene, im zweiten eine Kerbe (Winkelfläche), deren Ebenen einen Winkel von etwa 105^0 bilden.

Der zulässige Druck für 1 mm Schneidenlänge soll bei großem Ausschlage 5 bis 20 kg, bei kleinem Ausschlage 50 bis 100 kg betragen; Drücke von 100 bis 200 kg/mm erscheinen hier bedenklich. Mit dem Drucke wächst die nötige Abrundung der Schneidenkante, wodurch die Empfindlichkeit der Wage abnimmt.

Drücke bis 300 kg für 1 mm Schneidenlänge, wie sie sich bei den Schneiden großer Festigkeitsmaschinen (bei einer Abrundung der Kante mit etwa 0,75 mm Durchmesser) finden, sind nicht zu empfehlen[1]).

b) Spur- oder Stützlager (Kammlager).

Ein einfaches Spurlager für gewöhnliche Triebwerkwellen zeigt Fig. 201. Die aus geeignetem Material (Stahl, Guß-

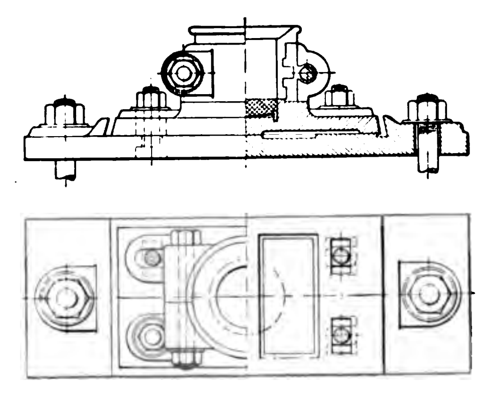


Fig. 201.

eisen, Bronze) hergestellte Spurplatte erhält, um den Bewegungsschwankungen des Zapfens selbsttätig folgen zu können, eine gewölbte Auflagefläche; ihre Drehung wird durch einen eingelassenen Stift ver-

[1]) Vergl. des Ingenieurs Taschenbuch „Hütte", 18. Aufl., S. 629 (Abteilung I).

hütet. Behufs Aufnahme von Schmiermaterial ist die aus Bronze gefertigte Führungsbüchse im oberen Teile entsprechend erweitert. Um sie mitsamt der Spurplatte — ohne Entfernung der Welle — aus dem

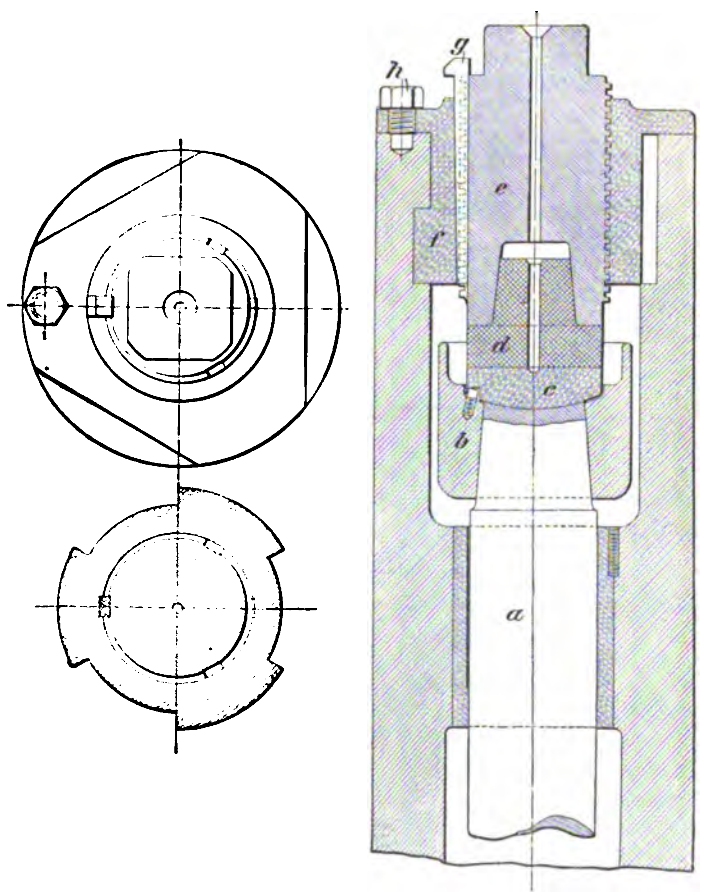


Fig. 202.

Lagerkörper herausnehmen zu können, ist sie zweiteilig angefertigt und auch der Lagerkörper aus zwei Hälften hergestellt, die durch Schraubenbolzen miteinander verbunden werden.

Im Turbinenbau finden Spurlager zur Stützung des Überwasserzapfens Verwendung. Je nachdem derselbe mit dem zugehörigen

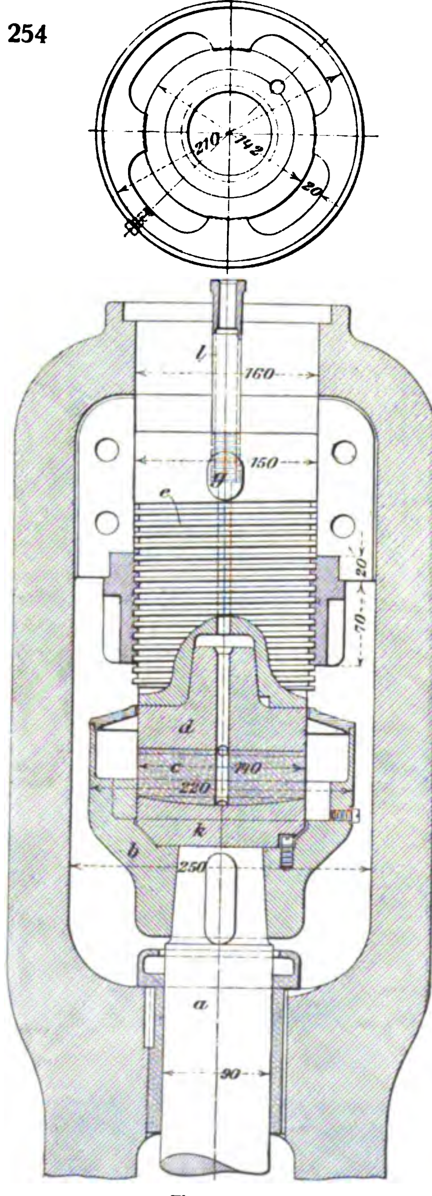


Fig. 203.

Spurlager in einer Erweiterung der hohlen Turbinenwelle (sog. Laterne) untergebracht oder am oberen Ende der letzteren angeordnet ist, wird er als **Mittelzapfen** oder als **Oberzapfen** bezeichnet.

Fig. 202 zeigt das **Turbinen-Spurlager** eines **Oberzapfens** von 80 mm Durchmesser mit Bajonettverschluß nach Ausführung der **Maschinenfabrik Germania** (vorm. J. S. Schwalbe & Sohn) in Chemnitz. Die schmiedeiserne Standsäule *a* trägt die von einer gußeisernen Schmierpfanne *b* umgebene, am Drehen gehinderte Linse *c* aus Phosphorbronze, auf welche sich der aus Stahl (Hartguß) gefertigte Zapfen *d* stützt. Über den kegelförmigen Ansatz des letzteren greift ein am äußeren Umfange mit Gewinde (7 Gänge auf 2″ engl.) versehener schmiedeiserner Halter *e*, dessen Muttergewinde sich in der Rotgußbüchse *f* befindet; dieselbe wird von oben in die hohle Turbinenwelle eingesetzt, nachdem um 60° gedreht, so daß ihre Vorsprünge unter entsprechende Ansätze der ersteren zu liegen kommen. Durch Drehung des Zapfenhalters *e*, dessen oberer Teil ein Vierkant bildet, läßt sich, da er durch den Keil *g* mit der Büchse *f* verbunden und diese durch

eine Kopfschraube *h* an der Drehung verhindert ist, eine Hebung und Senkung der hohlen Turbinenwelle bewirken. Behufs Zuführung von Schmiermaterial sind Halter *e* und Zapfen *d* mit centralen Bohrungen versehen.

Das in Fig. 203 dargestellte Turbinenlager eines Mittelzapfens von 140 mm Durchmesser der genannten Firma unterscheidet sich von dem vorbesprochenen Lager zunächst dadurch, daß zwischen die drehbar angeordnete Linse *c* und Standsäule *a* noch eine am Drehen verhinderte Spurpfanne *k* aus Stahl (Hartguß) in den Öltopf *b* eingelegt ist. Es sind sonach zwei Gleitflächen vorhanden, die, je nachdem der Widerstand auf der einen oder anderen derselben aus irgend einem Grunde zu- bezw. abnimmt, wechselweise in Tätigkeit treten. Damit wird unter Umständen einem Heißlaufen und Festfressen des Zapfens *d* vorgebeugt. Behufs Hebung und Senkung der hohlen Turbinenwelle wird die aus Schweißeisen gefertigte Mutter *f* gedreht, der mit einem Außengewinde (3 Gänge auf 1" engl.) versehene Zapfenhalter *e* aber mittels Feder *g* an der Drehung verhindert. Die Ölzuführung erfolgt durch centrale Bohrungen des Halters *e*, Zapfens *d* und der Linse *c* mittels Ölröhrchens *l* von einem Schmierbehälter aus.

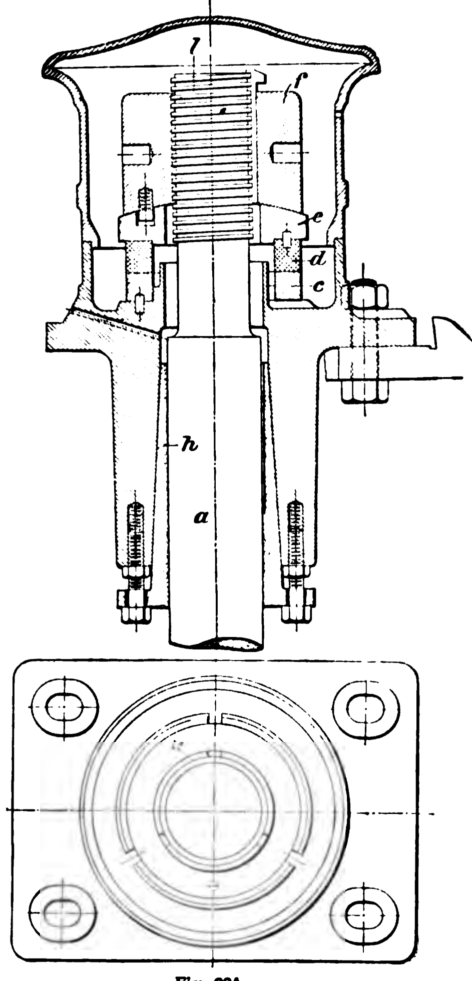


Fig. 204.

An Stelle eines ebenen ist bei dem Fig. 204 ersichtlichen Stützlager einer ohne Hohlwelle ausgeführten Turbine ein ringförmiger Spurzapfen *d* aus Stahl zur Anwendung ge-

kommen. Derselbe stützt sich einerseits auf den aus Hartmetall gefertigten, am Drehen verhinderten Laufring *c*, andererseits auf die durch zwei Mitnehmerstifte mit der gußeisernen Mutter *f* verbundene Kugelhaue *e* aus Schmiedeeisen.

Die aus Stahl gefertigte, am oberen Teile mit Gewinde (2½ Gänge auf 1" engl.) versehene Turbinenwelle *a* führt sich in einer zweiteiligen Rotgußbüchse *h* mit ovalem Flansch; ihre Einstellung erfolgt durch Drehung der Mutter *f*. Sämtliche Teile sind von einem Staubdeckel umgeben.

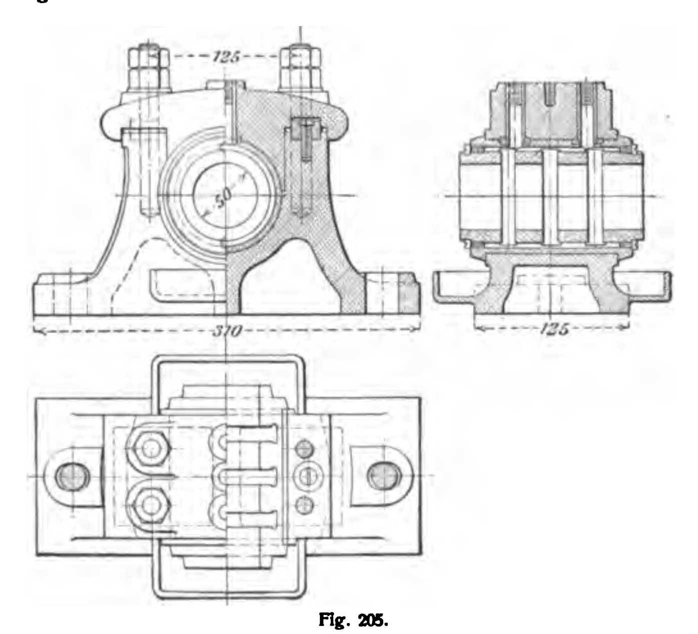


Fig. 205.

Stützlager für durchgehende Wellen mit Kammzapfen werden als Kammlager bezeichnet; sie finden vorzugsweise in der Marine Verwendung. Bei Schneckengetrieben sind sie in der Neuzeit durch Kugellager verdrängt worden.

Fig. 205 zeigt ein Kammlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau mit Rotgußschalen. Der in der Achsenrichtung wirkende Druck wird durch zwei kräftige Dübel, die in Bohrungen des Deckels und des Lagerkörpers eingreifen, von dem ersteren auf den letzteren übertragen. Bei größeren Kammlagern wird an Stelle der mit der nötigen Anzahl von Ringnuten versehenen Lagerschale für jeden einzelnen Ring des Kammzapfens ein besonderer Rotgußring in den Lagerkörper bezw. den Deckel eingeschlagen.

Stützkugellager werden von den Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin je nach der Umlaufzahl und dem Verwendungszweck in verschiedenen Arten ausgeführt.

Für niedrige Umlaufzahlen — bis zu etwa 300 in der Minute — werden beide Laufringe mit rillenförmigen Bahnen versehen, vorausgesetzt, daß Tragdrücke lotrecht zur Welle überhaupt nicht vorhanden sind.

Fig. 206 zeigt ein solches zu einem Kranhaken gehöriges Stützkugellager.

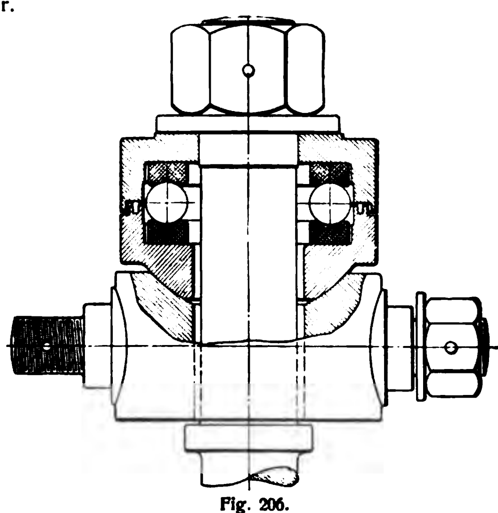


Fig. 206.

Sind Tragdrücke ebenfalls aufzunehmen, so sind hierfür besondere Kugellager anzuordnen, die — gleichwie die normalen Laufringsysteme der Firma (Fig. 197 und 198) — keine Abnutzung erleiden.

Fig. 207 läßt das zu einer Drehbankspindel gehörige Kugellager mit zwei Laufringsystemen für die auftretenden Trag- und Stützdrücke erkennen.

Wird der Tragdruck durch Gleitlager aufgenommen, dann wird der Abnutzung dadurch Rechnung getragen, daß die Laufbahn des sich drehenden Ringes gerade ausgeführt wird. Diese Konstruktion muß auch dann angewendet werden, wenn es sich um Umdrehungen von über 300 bis etwa 1500 in der Minute handelt.

Bei dem in Fig. 208 dargestellten Kranlager wird der wagerechte Druck von 17 000 kg und der Stützdruck von 7500 kg durch je ein Kugellager aufgenommen; die eine Laufbahn des Stützlagers ist gerade, die andere rillenförmig ausgeführt, ferner der stillstehende Laufring, um ein gleichmäßiges Tragen aller Kugeln zu sichern, mit einer kugelförmigen Auflagefläche versehen.

Bei Umlaufzahlen über 1500 in der Minute gibt man den Kugeln der Stützlager in radialer Richtung etwas Spiel, so daß der

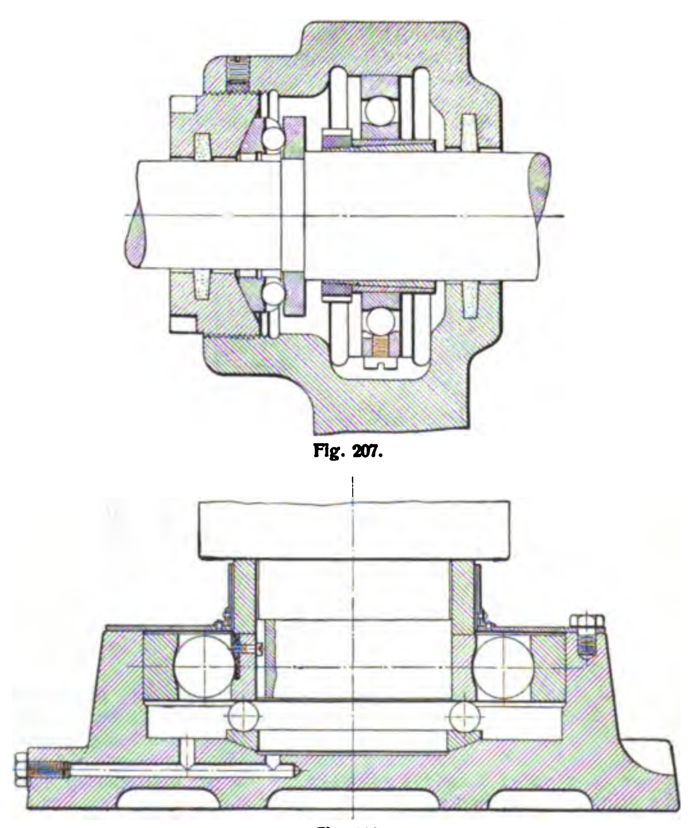


Fig. 207.

Fig. 208.

innere Laufring gegen den äußeren in achsialer Richtung etwas durchschlägt. Außerdem erhalten die zur Verwendung kommenden Stützkugellager eine Kugel weniger als das normale Laufringsystem.

III. Maschinenteile der geradlinigen Bewegung.

Hierunter gehören diejenigen Maschinenteile, welche, in einem Cylinder eingeschlossen, den Zweck haben, von Flüssigkeiten oder Gasen Kraft und Bewegungen unmittelbar aufzunehmen oder auf diese

zu übertragen — Kolben, solche Maschinenteile, welche Kraft und Bewegung der ersteren weiter fortpflanzen, bezw. solche, welche durch äußere Kräfte auf jene einwirken — Kolbenstangen, und schließlich diejenigen Maschinenteile, welche die Abdichtung der durch den Cylinder tretenden Kolbenstangen nach außen hin bewirken — Stopfbüchsen.

A. Kolben.

Der in den Cylindern von Dampfmaschinen, Pumpen, Gebläsen u. s. w. hin und her gehende Kolben muß sich so dicht, als dies ohne zu große Erhöhung des Reibungswiderstandes geschehen kann, an die Cylinderwandungen anlegen. Dieser dichte Abschluß wird durch die Liderung bewirkt, die entweder am Cylinder oder am Kolben anzubringen ist. Im ersteren Falle wird der Kolben als Taucher- oder Plungerkolben, im zweiten als Scheibenkolben bezeichnet. Beide Kolbenarten können geschlossen oder, wenn die zu fördernde Flüssigkeit durch den Kolbenkörper treten soll — wie es bei den Hubpumpen der Fall ist —, durchbrochen gebildet werden.

a) Taucherkolben.

Je nach dem Zweck und der Größe zeigen die insbesondere bei Pumpen in Anwendung kommenden Taucherkolben die mannigfachsten Ausführungsformen; sie werden gewöhnlich aus Gußeisen (kleinere Kolben wohl auch aus Schmiedeeisen) gefertigt und von etwa 100 mm an hohl gegossen. Zur Vermeidung des Rostens werden Taucherkolben angewendet, die mit einem etwa 3 mm starken Kupferrohr ohne Löhtnaht überzogen sind. Hohle Kolben werden vielfach an einer oder an beiden Seiten offen hergestellt und durch besondere eingekittete oder angeschraubte Bodenstücke geschlossen (Fig. 209 und 210). Hohle Kolben von großem Durchmesser erhalten innere



Fig. 209.

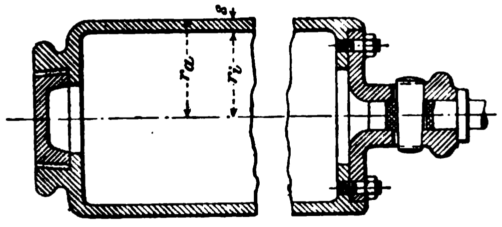


Fig. 210.

Versteifungsrippen. Dasselbe geschieht auch bei hohlen Kolben aus Bronze, wenn sie wegen des teueren Materials verhältnismäßig geringe

Wandstärke erhalten. Letztere ist nach C. v. Bach für den äußeren Überdruck p_a (in kg/qcm) mittels der auf S. 65 gegebenen Gleichung

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k}{k - 1{,}7\, p_a}}$$

zu berechnen; hierin bedeutet noch

r_a den äußeren Halbmesser des Kolbens in cm, } $s = r_a - r_i$, die
r_i „ inneren „ „ „ „ „ } Wandstärke in cm,
k die zulässige Druckspannung des Materials in kg/qcm.

Es kann für

Gußeisen, Bronze, Schmiedeeisen $k = 600$ kg/qcm,
Stahlguß $k = 900$ „

genommen werden.

Der Möglichkeit des Kernverlegens ist durch Hinzufügung eines Betrages von etwa 2 bis 5 mm — je nach dem Durchmesser — Rechnung zu tragen.

Für geringe Wandstärken gilt hinreichend genau

$$s = r_a \frac{p_a}{k}.$$

Die angegossenen Böden der Taucherkolben werden zur Erhöhung ihrer Festigkeit gewölbt; ihre Wandstärke ist dann etwas größer als s zu nehmen.

Wenn möglich, werden bei wagerechter Anordnung die Taucherkolben so leicht gehalten, daß sie in der Flüssigkeit schwimmen; ein einseitiger Verschleiß der Stopfbüchse durch Reibung (infolge Eigengewichtswirkung des Kolbens) ist dann nahezu vermieden.

Greift die bei Pumpen mit Kurbelantrieb erforderliche Treibstange unter Wegfall der Kolbenstange unmittelbar an dem Kolben an, so wird dieser mit einem entweder am Ende oder, um an Baulänge zu sparen, im Inneren des dann offen gestalteten Kolbens befestigten Gelenk versehen (Fig. 211). Zweckmäßiger gestaltet sich diese Verbindung in der Fig. 212 ersichtlichen Weise mittels eines Kugelgelenkes.

Fig. 211.

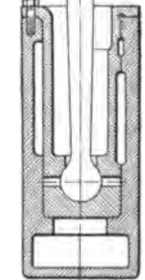


Fig. 212.

Die Abdichtung der glatt abgedrehten Taucherkolben erfolgt bei hohem Druck, reinem Wasser und bei Kolbengeschwindigkeiten < 1 m/sek durch Ledermanschetten, die in besonderen Preßformen hergestellt werden.

Fig. 213 zeigt die Abdichtung des Kolbens eines stehenden Preßcylinders durch zwei Ledermanschetten, von denen die obere beim Saugen, die untere beim Drücken in Wirksamkeit tritt.

Bei Wasserdruckpressen finden Ledermanschetten der in Fig. 214 dargestellten Form Anwendung. Die Abdichtung hat hier nur gegen inneren Überdruck zu erfolgen. In beiden Fällen wirken die ent-

sprechend ausgeführten Manschetten als selbsttätige (hydrostatische) Dichtungen.

Besonders für stärkere Taucherkolben haben sich statt der Lederdichtungen mit Talg sorgfältig eingefettete, rechteckig geflochtene Baumwollen-Packungen gut bewährt; sie ergeben bei Drücken von 4 atm aufwärts eine weit geringere Reibung als selbsttätige Dichtungen. Zuweilen ist es genügend, nur einen Metallring zur Führung und Dichtung anzuordnen, so z. B. wenn der Taucherkolben in zwei unmittelbar aneinander stoßenden, nur durch eine Wand getrennten Cylindern arbeitet.

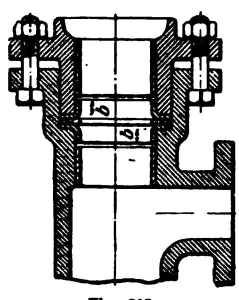


Fig. 213.

Die sog. Labyrinthdichtung, wobei der Cylinder mehrere Rinnen erhält, wird von C. v. Bach als ein verfehltes Dichtungsmittel für Taucherkolben bezeichnet.

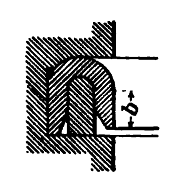


Fig. 214.

Der Reibungswiderstand (in kg), der sich der Bewegung eines mit Lederstulp gedichteten Taucherkolbens bei der Pressung p entgegensetzt, beträgt nach Gollner (vergl. Technische Blätter 1884, S. 104)

$$R = R_0 + \pi D b p \mu\,[1];$$

hierin bedeutet

R_0 die Reibung des Leerganges (für $p = o$),
D den Durchmesser des Kolbens in cm,
b die Höhe der reibenden Stulpfläche in cm,
μ den Koeffizienten der gleitenden Reibung zwischen Kolbenfläche und Leder.

b kann 1,2 bis 2,0 cm gesetzt werden, bei einer Lederstärke $s = 4$ bis 6 mm. Für sehr kleine Kolben empfiehlt sich $b = 0{,}4$ bis 0,5 cm und $s \sim 1{,}5$ mm zu wählen. R_0 ist zu schätzen oder unmittelbar zu bestimmen.

Der Wert μ hängt von dem Material der Reibungsflächen, deren Glättezustand und der etwa vorhandenen Schmierung ab und ist somit genau nicht zu bestimmen. Bei glatten Oberflächen und guter Fettung des Leders kann für $p = 20$ bis 140 atm etwa $\mu = 0{,}07$ bis 0,08 gesetzt werden (Leder auf Gußeisen vorausgesetzt). Dieser Wert erhöht sich bei ungünstiger Anlage (rauher Kolben, schmutziges Wasser u. s. w.) bis auf etwa 0,20.

Für Metalldichtung ist $\mu \sim 0{,}1$ zu setzen.

Die Reibung von Liderungen, die nur durch ihre eigene Elastizität dichten, wie die Hanf- und Baumwollendichtung, hängt von dem Drucke ab, mit dem die Liderung gepreßt wird.

---

[1] Siehe hierüber: C. v. Bach, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1886, S. 155.

Auch hier fehlen genauere Angaben. Nach Morin ist der Reibungswiderstand für derartige Dichtungen

$$R = \pi D \mu'$$

zu setzen. Es kann genommen werden

für Hanf auf Messing $\mu' = 0,007$;
" " " Gußeisen $\mu' = 0,015$.

Bei hohen Drücken und bei Anwendung sehr großer Taucherkolben erscheint es angebracht, die den Kolben fassende Stange gegen die ersteren abzudichten. Dies kann durch eine unter der Kolbenstangenmutter angeordnete Ledermanschette bewirkt werden (vergl. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1892, S. 479). In Fig. 215 ist die Stange

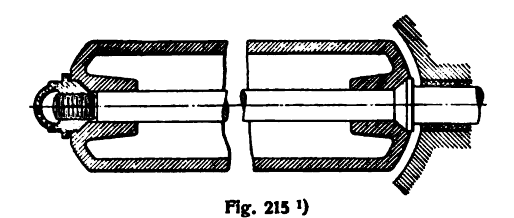


Fig. 215 [1])

zu dem Zwecke einerseits mit einem kegelförmigen, in eine entsprechende Bohrung des Kolbenkörpers eingeschliffenen Ansatz, andererseits mit einem Gewinde versehen, über welches eine geschlossene, in den Kolbenkörper ebenfalls sauber eingeschliffene Rotgußmutter greift, deren Sicherung gegen unbeabsichtigtes Lösen durch Körnerschläge in die angegossene Scheibe derselben bewirkt wird.

b) Scheibenkolben.

Zur Abdichtung der gleichfalls in der Regel aus Gußeisen angefertigten Scheibenkolben findet Holz, Hanf oder ein ähnlicher Stoff, Leder und Metall Verwendung. Für die Wandstärke des Kolbenkörpers ist der auf diesem lastende Druck maßgebend.

1. Kolben mit Holzliderung.

Derartige Kolben kommen bei nassen Luftpumpen von Kondensationsmaschinen zur Verwendung, und zwar in Form von einzelnen Scheiben oder aber von einzelnen zu einem Ringe vereinigten Stücken aus Eichen-, Pappel- oder Ahornholz, die durch Kautschukringe oder Stahlfedern gegen die Cylinderwandung gedrückt werden.

2. Kolben mit Hanfliderung.

Hanf oder ähnliche Stoffe eignen sich für kaltes und warmes Wasser als Dichtungsmaterial; gewöhnlich wird nur für letzteres Hanf angewendet, da für kaltes Wasser die Lederdichtung ihrer Einfachheit wegen vorzuziehen ist. Zur Hanfdichtung ist ein gedrehtes Hanfseil zu verwenden, das durch einen besonderen Deckel nachgepreßt werden kann.

[1]) Haeder, Die Pumpen.

Für die mittlere Liderungshöhe h und die Liderungsdicke s genügen nach C. v. Bach die Werte

$$h = 4\sqrt{D},$$

$$s = \sqrt{D},$$

wenn D den Cylinderdurchmesser bezeichnet (Maße in mm).

Fig. 216 stellt den durchbrochenen Scheibenkolben (sog. Ventilkolben) einer einfachwirkenden, stehend angeordneten Kondensatorpumpe mit Gummiklappenventil und mittels Deckels nachziehbarer Hanfliderung dar.

Leinwand und Filz wird zuweilen als Streifen um den Kolbenkörper gewickelt, erstere auch in einzelnen, aus geteertem Segeltuch ausgeschnittenen Ringen um denselben gelegt und durch einen ringförmigen Deckel mittels Schrauben oder Keil zusammengepreßt. Harte Kautschukringe haben sich für sandiges Wasser gut bewährt.

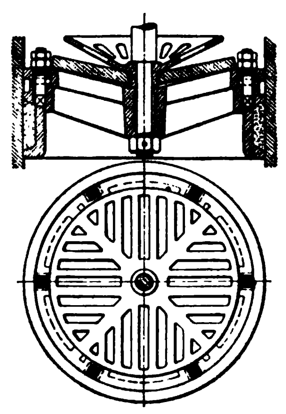


Fig. 216.

3. Kolben mit Lederliderung.

Lederdichtungen aus geraden oder gebogenen Stulpen oder aus 3 bis 5 mm dicken Lederringen bestehend, eignen sich insbesondere für Pumpen, die reines Wasser fördern, dessen Temperatur etwa 30° C nicht überschreitet.

Bei der erstgenannten Art (Fig. 217) wird der aus einem einzigen Stück Leder mit nicht auftragender Naht angefertigte Stulp durch einen Ring von Schmiedeeisen oder Kupfer gegen den Kolbenkörper mittels Keilung gepreßt. Die Höhe der Liderung kann, je nach dem Durchmesser, 8 bis 15 mm, die Stärke des Leders 3 bis 5 mm betragen. Abdichtung erfolgt nur bei einer Bewegung im Sinne des Fig. 217 ersichtlichen Pfeiles.

Eine Liderung mit zwei gebogenen Stulpen zeigt Fig. 218.

Die Höhe h der Abdichtungsfläche beträgt für jeden Stulp, je nach dem Durchmesser, 12 bis 20 mm, die Lederstärke 3 bis 6 mm.

Selten werden mehrere zusammengepreßte, 10 bis 30 mm breite Lederringe verwendet, die sich mit der

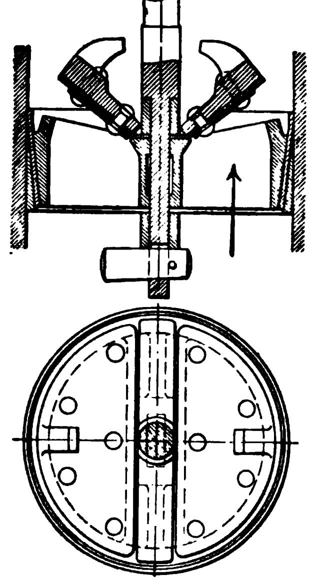


Fig. 217.

Schnittfläche gegen die Cylinderwandung legen. Solche Scheiben werden bei dem in Fig. 218 dargestellten Kolben in ein- oder mehrfacher Lage auch statt der eisernen Zwischenplatte angewendet. Es ist zweckmäßig, derartige Dichtungsringe schwach konisch zu formen, um ein besseres Anpressen derselben an die Cylinderwandung zu erhalten.

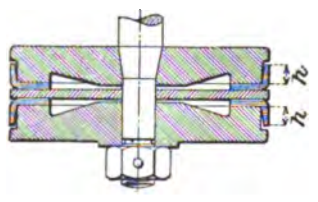


Fig. 218.

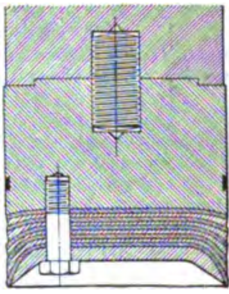


Fig. 219.

Für Pressungen bis 5600 atm hat sich die in Fig. 219 dargestellte Dichtung bewährt. Sie besteht aus Lagen von gutem, an den Rändern zugeschärftem Leder, die mit harten Metallscheiben abwechseln, deren Ränder ebenfalls scharf zugeschnitten sind. Diese verschiedenen Lagen werden durch ein Bodenstück und drei Schrauben zusammengehalten.

4. Kolben mit Metallliderung.

Hier sind eingeschliffene Kolben aus Bronze, in ebensolchen Cylindern laufend, für Pumpen, besonders Feuerspritzen, Kondensatorpumpen u. dergl. und Kolben mit Liderungsringen zu unterscheiden.

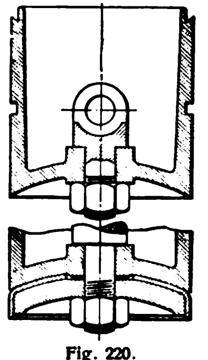


Fig. 220.

α) Eingeschliffene Kolben.

Fig. 220 zeigt einen eingeschliffenen Kolben, wie er bei einfachwirkenden Pumpen von Handfeuerspritzen Anwendung findet. Die in der Mitte desselben befindliche Rinne dient zur Aufnahme von Schmiere oder Schmutz. Die Stirnbegrenzungsflächen sollen unter einem spitzen Winkel an die Cylinderwandung anschließen und damit verhüten, daß an diesem befindlicher Schmutz u. s. w. zwischen die dichtenden Flächen gelangt. Wenn der Kolben nach einigen Jahren undicht wird, kann nachträglich, wie Fig. 220 erkennen läßt, ein Lederstulp eingesetzt werden.

β) Kolben mit Liderungsringen.

Derartige Kolben werden aus Gußeisen, zur Verringerung ihres Eigengewichtes auch aus geschmiedetem Material oder aus zähem Stahlguß hergestellt. Die meist aus Gußeisen gefertigten Ringe müssen behufs Abdichtung sich mit einer gewissen Pressung an die Cylinder-

wandung legen und ferner mit ihren Stirnflächen gut an die entsprechenden Kolbenflächen anschließen. Zu dem Zwecke sind sie in radialer und für sorgfältige Ausführungen auch in achsialer Richtung beweglich anzuordnen. Damit sich die Ringe durch ihre eigene Elastizität an die Cylinderwandung anlegen (Selbstspanner), werden sie zunächst auf einen äußeren Durchmesser abgedreht, der den Cylinderdurchmesser D um die Größe $\frac{a}{\pi} + y$ überschreitet. y ist hierbei eine Zugabe (etwa 3 bis 8 mm, je nach der Größe des Cylinderdurchmessers), die erforderlich wird, um ein nochmaliges Abdrehen des Ringes vornehmen zu können; a kann etwa 0,1 D genommen werden. Hierauf werden die Ringe gespalten und, nachdem in der Fig. 221 angedeuteten Weise zwei Ringstücke von der Länge a herausgeschnitten sind, mittels eines Spannringes zusammengezogen, schließlich nochmals und zwar auf den Cylinderdurchmesser abgedreht. Die Deckung des Spaltes geschieht durch Überblattung oder, wenn der Ring, wie es zuweilen vorkommt, schräg aufgeschnitten wird (s. Fig. 222), durch eine besondere Verschlußplatte (Zunge). Die Spalten mehrerer Ringe werden gegeneinander versetzt. Je nachdem die Ringe über die Stirnflächen des Kolbens in die Nuten desselben gebracht oder aber nach Abnahme eines besonderen Deckels auf den Kolben aufgeschoben werden, erhalten sie nach C. v. Bach eine Wandstärke

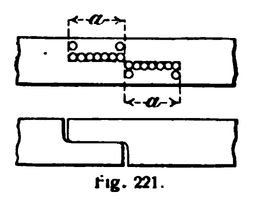
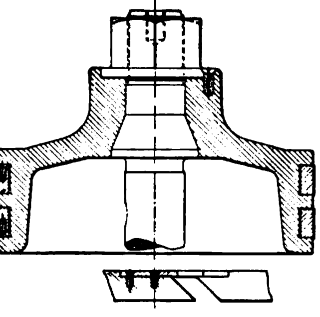


Fig. 221.

$$s \gtrless \frac{D}{30} \text{ bis } \frac{D}{25} \text{ bezw. } s = \frac{D}{20},$$

die in beiden Fällen an den freien Enden bis auf 0,7 s abnimmt.

Die Höhe der schwächeren Ringe kann $h = 2\,s$, diejenige der stärkeren $h = s$ bis 1,5 s (die kleineren Werte für stehende, die größeren für liegende Maschinen) betragen.


Fig. 222.

Einen offenen, aus Stahlguß hergestellten Kolben (sog. schwedischen Kolben) zeigt Fig. 222. Die Verschlußplatten der in zwei Nuten des Kolbenkörpers liegenden, je an einer Stelle getrennten gußeisernen Ringe sind aus Messing gefertigt und, wie Fig. 222 erkennen läßt, nur an dem einen Ende jedes Ringes befestigt.

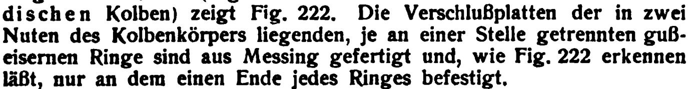


Fig. 223 stellt einen geschlossenen Kolben der Société anonyme Maison Beer in Jemeppe bei Lüttich mit drei federnden Ringen samt der zugehörigen, nach hinten verlängerten Stange dar. Letztere ist in den Kolben eingeschraubt und mit zwei Bohrungen für den Eintritt des Frischdampfes bezw. den Austritt des Kondenswassers versehen. Durch die hierdurch bewirkte Kolbenheizung sollen die Innenkondensationen des Dampfes im Cylinder herabgemindert werden.

Fig. 224 zeigt einen geschlossenen, samt der zugehörigen Stange mit Wasserkühlung versehenen Kolben, wie er von der Maschinenbau-A.-G. „Union“ in Essen bei doppeltwirkenden Viertakt-Gasmaschinen Verwendung findet. Das Druckwasser wird mittels einer am Gleitschuh *a* angeschlossenen schwingenden Kühlpumpe

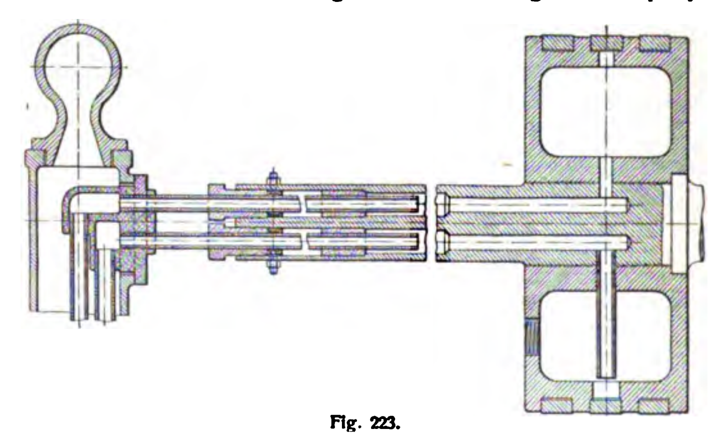


Fig. 223.

nach dem Hohlraum *h* des ersteren, von hier in die Kolbenstange geführt und durchfließt diese bis zum Kreuzkopf *k*, worauf es seine Bewegung umkehrt und im Innern eines Messingrohres durch ein Verteilungsstück

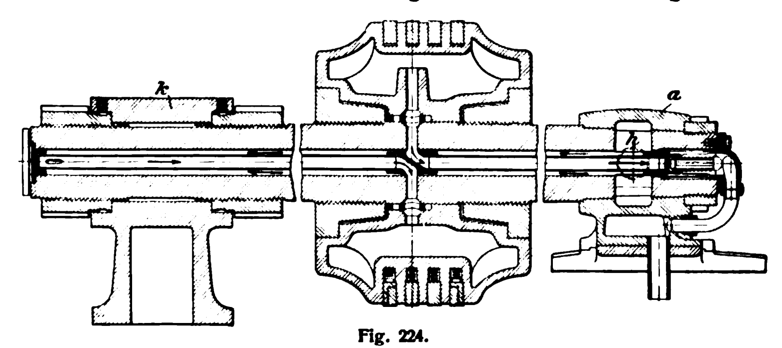


Fig. 224.

dem Kolben unten zu- und an der obersten Stelle von ihm abgeführt, schließlich nach einem am hinteren Ende des Cylinders befindlichen Abflußbehälter befördert wird.

Bei dem in Fig. 225 dargestellten geteilten Kolben werden die beiden gußeisernen Dichtungsringe durch einen hintergelegten gemeinsamen stählernen Federring nach außen gepreßt. Die zur Befestigung

des Deckels dienenden Schrauben mit Bronzemuttern sind gegen selbsttätiges Lösen durch einen über ihre vierkantigen Köpfe gelegten Ring gesichert, der selbst wieder mittels kleiner Schrauben in einer Ringnut des Deckels gehalten wird.

Bei geteilten Kolben von 150 bis etwa 400 mm Durchmesser wird vielfach die Befestigungsschraube für die Kolbenstange auch gleichzeitig zur Verbindung der beiden ungefähr gleichgestalteten Kolbenhälften benutzt.

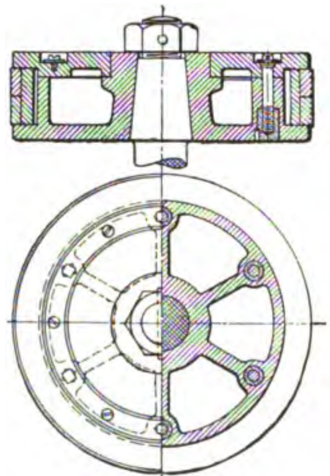
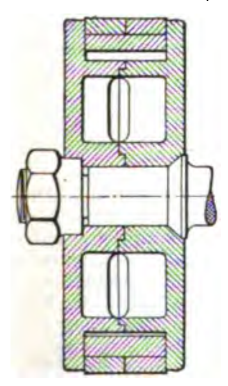

Fig. 225.

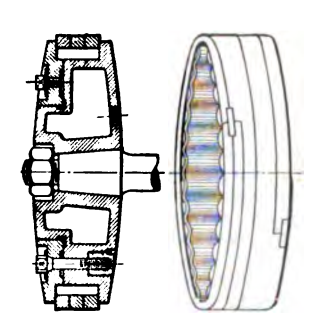
Fig. 226 zeigt einen derartigen Kolben ohne Deckelschrauben mit zwei Dichtungsringen und hintergelegtem Spannring.

Häufig werden in neuerer Zeit die Dichtungsringe durch entsprechend geformte Federn nicht nur an die Cylinderwandung, sondern auch mit ihren Stirnflächen gegen die betreffenden Kolbenflächen gedrückt.

Nach dem Patent von J. Cooper und Th. Pattinson (D.R.P. Nr. 59326) werden die mit kegelförmigen Flanschen versehenen beiden Dichtungsringe durch eine eingelegte, entsprechend geformte Schraubenfeder in radialer und achsialer Richtung nach außen gedrückt.

Einen geschlossenen Kolben mit Spiralliderungsringen und gewelltem Centrierringe der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetmann in Duisburg zeigen Fig. 227 und 228. Der


Fig. 226.


Fig. 227. Fig. 228.

gleichmäßig starke Liderungsring wird auf der Drehbank aus einem im Durchmesser 4 bis 5 Procent größeren Hohlcylinder durch schraubenförmiges Aufschneiden und entsprechendes Ausschneiden an den Enden des Schraubenganges hergestellt, sodann in achsialer und radialer Richtung zusammengedrückt, auf den Cylinderdurchmesser in gleicher Dicke und mit parallelen Stirnflächen abgedreht. Zur Abdichtung der Stöße dienen innere Überplattungen mit einem Kupferblech. Der zwischen Spirale und Kolbenkörper gelegte Centrierring verhütet das Zusammendrücken der ersteren beim Übertritt in die Cylindererweiterung, sowie das Ausschleißen der Stopfbüchsen und Grundringe.

Eine Entlastung der Stopfbüchsen und Grundringe wird durch unmittelbar von der Cylinderwandung getragene Kolben erzielt. Hierbei ist darauf zu achten, daß die Pressung in der Berührungsfläche

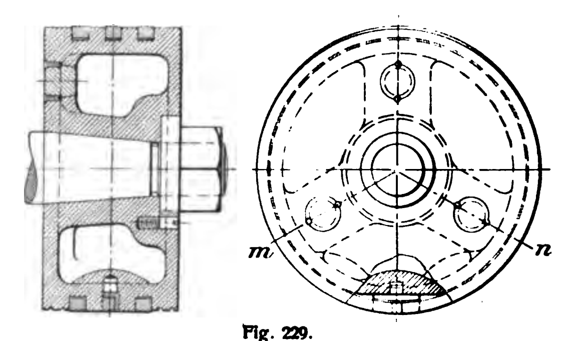


Fig. 229.

zwischen Kolben und Cylinderwandung — herrührend von dem Gewichte des ersteren und des betreffenden Teiles der Kolbenstange — möglichst gering ausfällt.

C. v Bach empfiehlt, diese Pressung nicht größer zu nehmen, als man in der Berührungsfläche zwischen Kreuzkopf und Gleitbahn (Tragfläche) für zulässig erachtet (s. d.), d. h. es sei der Flächendruck

$$k = \frac{G_k + {}^5/_8\, G_s}{\text{Tragfläche im Cylinder}} < 3 \text{ kg/qcm},$$

worin G_k das Gewicht des Kolbens,
G_s dasjenige der Kolbenstange

bedeuten.

Fig. 229 zeigt einen tragenden Kolben von 750 mm Durchmesser nach Ausführung der Dresdener Maschinenfabrik und Schiffswerft A.-G. in Dresden. Derselbe wird zunächst auf den Cylinderdurchmesser abgedreht, darauf in der Richtung von unten nach oben um 0,5 mm aus dem Mittel verschoben und nochmals so abgedreht, daß oben 1 mm Span genommen wird, während der Kolben unten von *m* bis *n* unberührt bleibt. Der Kolben liegt dann von *m* bis *n* vollkommen im Cylinder auf. Damit die Dichtungsringe ihre Lage beibehalten, ist der senkrechte Schenkel des über den schrägen Schlitz eines jeden Ringes gelegten winkelförmigen Schlosses in dem

letzteren etwas eingelassen und mit einem kleinen Zapfen versehen, der in eine Bohrung des an dieser Stelle verstärkten Kolbenkörpers eingreift. Die Lage der Schlösser im unteren Teile des Kolbens ist aus der Abbildung zu entnehmen.

Einen ähnlichen mit 4 Dichtungsringen versehenen Kolben von 770 mm Durchmesser der Ascherslebener Maschinenbau-A.-G. in Aschersleben zeigt Fig. 230.

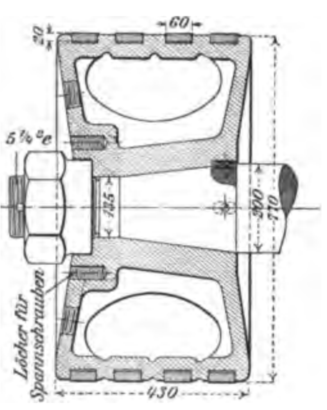


Fig. 230.

B. Kolbenstangen.

Die Befestigung der gewöhnlich aus Flußstahl angefertigten Kolbenstange mit dem Kolbenkörper erfolgt am häufigsten mittels kegelförmiger Flächen der ersteren, die auf entsprechende Flächen des letzteren aufgeschliffen und durch eine Mutter (zuweilen auch durch einen Keil) gegen diese angepreßt werden. Die Muttern sind gegen selbsttätiges Lösen zu sichern.

Bei Dampfhämmern ist mit Rücksicht auf die hier auftretenden starken Erschütterungen eine besonders zweckmäßige Muttersicherung erforderlich. Hierzu dient in der Fig. 231 dargestellten Verbindung ein warm aufgezogener Schrumpfring r, der die aufgeschnittene Mutter m auf die Kolbenstange zwängt; außerdem ist noch ein mittels Splintes gesicherter Keil vorhanden. Der Kolben ist auf die Stange warm aufgezogen. Häufig finden sich bei Dampfhämmern Kolben und Kolbenstange aus einem Stück geschmiedet.

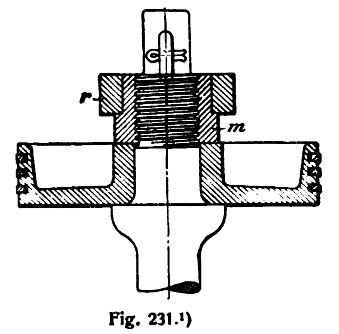


Fig. 231.[1])

Die Kolbenstangen werden in der Regel auf Knickung beansprucht. Hierfür gilt (vergl. S. 55)

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} \frac{J E}{l^2},$$

worin

P die in der Längsachse der Kolbenstange wirkende Kraft in kg,
J das Trägheitsmoment des Stangenquerschnittes in cm^4,
l die Stangenlänge (gemessen von der Mittelebene des Kolbens bis zur Achse des Kreuzkopfzapfens) in cm,
E den Elastizitätsmodul des Materials in kg/qcm,
$\mathfrak{S}$ den Sicherheitsgrad gegen Knicken

bedeuten.

[1]) Haeder, Dampfmaschinen.

Bezeichnet d den Durchmesser der vollen Stange (in cm), d_1 den inneren, d_2 den äußeren Durchmesser der hohlen Stange, so wird

$$P \sim \frac{E}{2\mathfrak{S}} \frac{d^4}{l^2} \text{ bezw. } P \sim \frac{E}{2\mathfrak{S}} \frac{d_2^4 - d_1^4}{l^2}.$$

Für **stehende** Maschinen darf gesetzt werden

$\mathfrak{S} = 8$ bis 11, wenn die Belastung zwischen P und Null schwankt,

$\mathfrak{S} = 15$ „ 22, „ „ „ „ $+P$ „ $-P$ „ .

Kolbenstangen, die beim Wechsel der Kraftrichtung erhebliche Stoßwirkungen aufzunehmen haben, sind unter Einführung eines entsprechend höheren Wertes für $\mathfrak{S}$ zu berechnen.

Bei **liegenden** Maschinen tritt eine Biegungsbeanspruchung durch das Eigengewicht des Kolbens und der Stange hinzu. Für kleine und mittlere Maschinen mit leichten Kolben ist durch die vorstehenden Formeln mit $\mathfrak{S} = 11$ bezw. 22 dieser Einfluß genügend berücksichtigt.

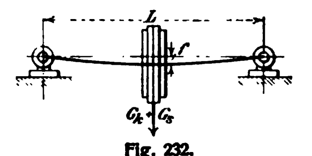


Fig. 232.

Bei großen Maschinen und solchen mit schweren Kolben muß die beiderseits durchgehende Kolbenstange (Fig. 232) als Träger auf Biegung berechnet werden.

Bezeichnet

L die Länge der Stange zwischen der Achse des Kreuzkopfes und der des Tragschuhes (Schlitten) in cm,

G_k das in der Mitte der Stange wirkende Kolbengewicht in kg,

G_s das Stangengewicht in kg,

J das Trägheitsmoment des Stangenquerschnittes in cm⁴,

so ist die Durchbiegung in der Mitte der Stange (in cm)

$$f = \frac{L^3}{48} \frac{G_k + {}^5/_8\, G_s}{EJ};$$

dieselbe darf die noch zulässig erachtete Größe 1,0 bis 1,5 mm nicht überschreiten.

Der Durchmesser des Kolbenkörpers ist dann um etwa das Drei- bis Vierfache der zugelassenen Durchbiegung kleiner zu wählen als der Cylinderdurchmesser.

Kolben aus Stahlguß und hohle Kolbenstangen tragen durch ihr geringes Eigengewicht und das reichliche J zur Verminderung von f bei.

Soll die Durchbiegung der Kolbenstange verhindert werden, so sind tragende Kolben anzuordnen (vergl. S. 268). Bei diesen erzeugt die an Kolben und Stange excentrisch angreifende Reibung erhebliche Formänderungen der Stange und Klemmung des Kolbens, weshalb auch hier reichlicher Stangenquerschnitt zu empfehlen ist.

C. Stopfbüchsen.

Die Stopfbüchsen gewöhnlicher Bauart (Fig. 233) bestehen aus dem Gehäuse mit auswechselbarem, meist aus Bronze gefertigtem Grundringe g, dem Packungsmaterial und der mittels Schrauben stellbaren Brille b. Als Packungsmaterial finden vorzugsweise Hanf, außerdem

Baumwollenschnur, mit Talg durchtränkt oder mit Talk (Federweiß) schlüpfrig gemacht, ferner Leder, Asbest und Metallringe Verwendung. In neuerer Zeit sind packungslose Stopfbüchsen aufgetaucht, die sich vorzüglich bewährt haben.

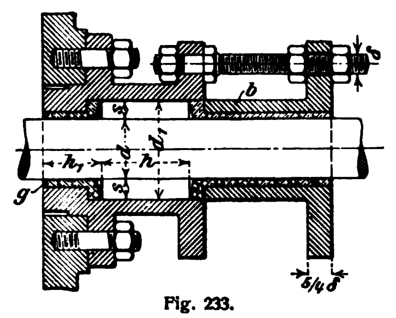


Fig. 233.

Unter Bezugnahme auf Fig. 233 kann etwa gewählt werden

$$s = 0{,}65\sqrt{d} \text{ bis } 0{,}8\sqrt{d};$$
$$d_1 = d + 2s;\ h \sim d_1;$$
$$h_1 \sim d \text{ bezw. } h_1 \sim 0{,}5\,d$$
(Maße in cm),

je nachdem es sich um die Abdichtung wagerechter oder senkrechter Stangen handelt. Im ersteren Falle dient der Grundring zumeist auch als Führungsbüchse. Gegenüber Wasser kann h etwas kleiner, gegenüber gasförmigen Flüssigkeiten (Dampf, Luft u. s. w.) etwas größer genommen werden. Je höher die Packung, um so dauerhafter ist sie im Betriebe, und um so geringer ist die Reibungsarbeit.

Bezeichnet

i die Anzahl
δ den äußeren Durchmesser (in cm) } der Stopfbüchsenschrauben,
p den Flüssigkeitsüberdruck in kg/qcm, so folgt i aus

$$\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d^2)\,3\,p = 120\,\delta^2 i \text{ bis } 135\,\delta^2 i;$$

hierin ist nach C. v. Bach p mindestens $=3$ zu setzen und ferner $\delta \geqq 1{,}3$ cm (1/2″ engl.) anzunehmen.

Für die Stopfbüchsen von Druckwassermaschinen ist statt $3\,p$ der Wert $1{,}25\,p$ und statt des Koeffizienten 120 bis 135 der Wert 216 bis 270 in die obige Gleichung einzusetzen.

In der Regel werden drei, bei kleinem Stangendurchmesser (z. B. bei den Stopfbüchsen der Schieberstangen von Dampfmaschinen) auch nur zwei Schrauben angewendet; im ersteren Falle wird der Brillenflansch — Stärke desselben bei Gußeisen etwa $^5/_4\,\delta$ — kreisförmig, im letzteren elliptisch gestaltet.

Da, wo die Größe der auszuübenden Kraft es erfordert — bei Stopfbüchsen größerer Pumpen mit Taucherkolben und für bedeutende Förderhöhen, bei Stopfbüchsen von Akkumulatoren u. s. w. —, sind unter Umständen mehr als drei Schrauben anzubringen.

Ein gleichmäßiges Anziehen der Stopfbüchsenbrille wird am besten mit einer einzigen Mutter, zuweilen auch mittels einer einzigen Schraube erreicht.

Fig. 234 und 235 zeigen mittels Überwurfmutter nachziehbare Stopfbüchsen mit Hanfpackung, wie sie zur Abdichtung von Ventilspindeln, Schieberstangen u. s. w. Verwendung finden; in Fig. 236 ist eine mittels Überfallmutter nachziehbare Stopfbüchse mit Lederdichtung dargestellt.

Bei größerem Durchmesser der abzudichtenden Stangen pflegt man, um das gleichmäßige Anziehen zu sichern, die Muttern der Stopf

büchsenschrauben in der Fig. 237 ersichtlichen Weise durch ein Räder-getriebe miteinander zu verbinden. Zuweilen erhalten die Muttern Zahnkränze (Fig. 238), in die auf gemeinsamer Spindel sitzende Schnecken eingreifen. Bei einer derartigen Anziehvorrichtung sind zwei Stopfbüchsenschrauben vollkommen genügend.

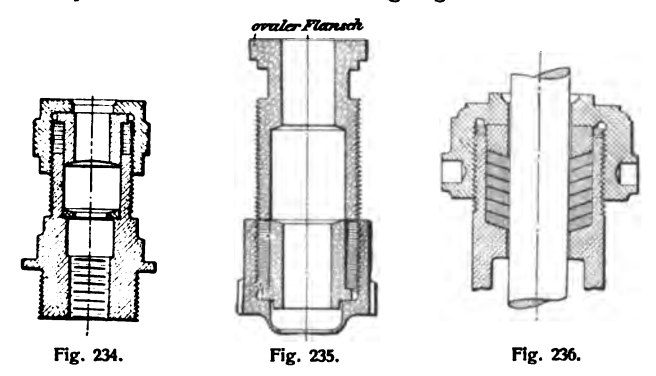


Fig. 234. Fig. 235. Fig. 236.

Die Zuführung von Schmiermaterial nach der Stopfbüchse erfolgt vorteilhaft in der Weise, daß man, wie z. B. in Fig. 239, den Packungsraum durch eine eingelegte Büchse mit ringförmigen Aussparungen, die

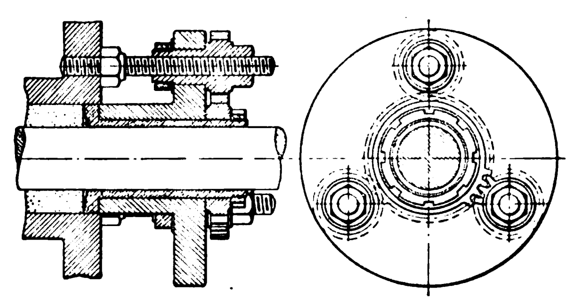


Fig. 237.

durch Schmierlöcher miteinander in Verbindung stehen, in zwei Abteilungen trennt. Derartige Stopfbüchsen sind, da die mit Öl (zuweilen auch mit Wasser) angefüllte Büchse den Durchtritt von Luft in den Cylinder hindert, auch an Luftpumpen und Kondensatoren in Gebrauch.

Bei Dampfmaschinen, die mit hohem Druck oder überhitztem Dampf arbeiten, werden Stopfbüchsen mit Metallpackung verwendet, die eine ununterbrochene, sorgfältige Schmierung erfordern.

Eine solche Büchse mit Gminderscher Metallpackung (D.R.P. Nr. 51 831) zeigt Fig. 240. Dieselbe besteht aus einer Anzahl zweiteiliger Ringe aus Weißmetall mit kegelförmigen Stirnflächen, die durch

Anziehen der Stopfbüchsenmuttern gegen die Stange bezw. gegen die Wand des Packungsraumes gedrückt werden. Behufs sicherer Abdichtung sind die cylindrischen Innen- und Außenflächen der Ringe mit Nuten versehen. In der Regel werden vier Ringlagen — je aus vier halben Ringen bestehend — in die Büchse so eingelegt, daß ihre Stoßstellen gegenseitig versetzt liegen. Zwischen Brille und Metallpackung wird ein Ring von gewöhnlicher Schnur oder Kabelpackung gelegt.

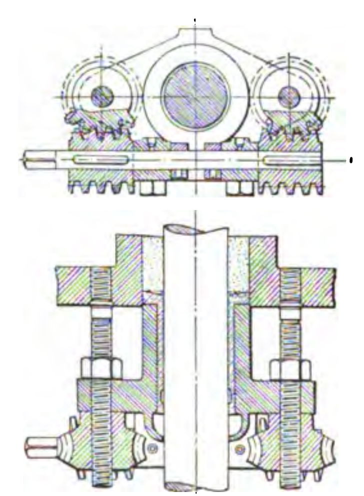


Fig. 238.

Die von Howaldt in Kiel angegebene Metallpackung (Fig. 241) besteht ebenfalls aus Metallringen mit kegelförmigen Stirnflächen, die, je durch einen Schnitt in zwei Teile zerlegt, in der aus der Abbildung ersichtlichen Weise in die Büchse eingelegt sind. Zum Herausnehmen und Einsetzen der einzelnen Ringhälften sind Löcher mit Gewinde vorgesehen. Damit die Metallpackungen etwaigen Durchbiegungen oder seitlichen Abweichungen der Kolbenstange zu folgen vermögen, sind sie in gewissem Grade beweglich anzuordnen.

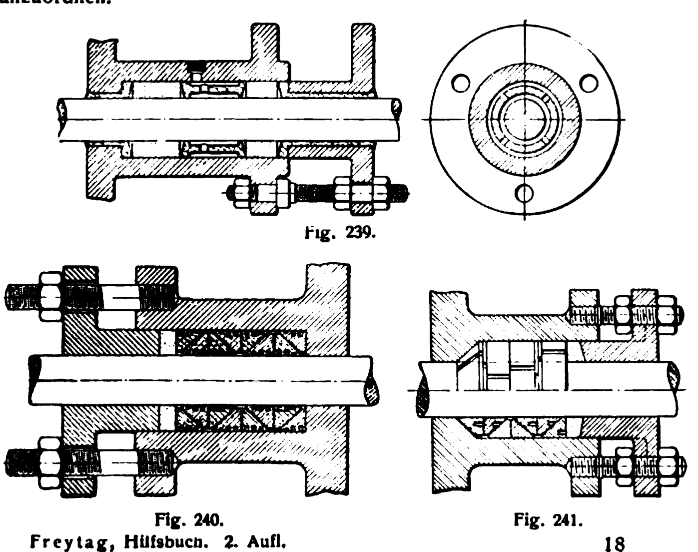


Fig. 239.

Fig. 240.

Fig. 241.

Die mit einer solchen nachgiebigen Packung ausgerüstete Stopfbüchse der United States Metallic Packing Co. zeigt Fig. 242. Der gewöhnliche Packungsraum dient zur Aufnahme einer kräftigen Feder *f*, die bestimmt ist, mittels der Büchse *b* die aus Weißmetall bestehenden Dichtungsringe *c* fest zusammenzudrücken und dadurch den dichten Schluß an der Stange zu bewirken. Gleichzeitig wird auch durch den Druck dieser Feder der Kugelring *g* gegen die Brille *k* abgedichtet. Die Schmiervorrichtung wird ringförmig um die obere Stopfbüchsenschraube herumgeführt. Die Brille *k* ist am Stopfbüchsenflansch durch zwei Kupferringe abgedichtet. Eine Nachstellung dieser beweglichen Stopfbüchse ist zufolge der Federwirkung nicht erforderlich. Die im Dampfraume liegende Feder wird jedoch an Spannkraft sehr bald verlieren und häufig ausgewechselt werden müssen.

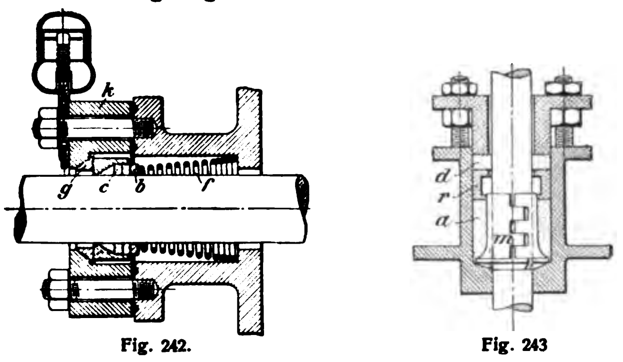


Fig. 242. Fig. 243

Zweckmäßiger erscheint die in Fig. 243 dargestellte bewegliche Stopfbüchse mit Metallpackung von Schelling; sie findet bei der Kaiserl. Marine Verwendung. Eine dreiteilige Metallbüchse *m* aus Weichkupfer wird in den Packungsraum eingelegt, der verbleibende Zwischenraum *a* zur Erzielung seitlicher Beweglichkeit mit Hanfpackung ausgefüllt und das Ganze durch einen zweiteiligen Druckring *r* niedergehalten. Eine über diesen letzteren gelegte Flechte *d* aus gewöhnlichem Packungsmaterial hindert das Eindringen von Staub und Schmutz in die Büchse.

Die von H. Lentz neuerdings erfundene Vorrichtung zum Abdichten von Kolbenstangen u. s. w. ist nach eigenartigen, von den bisherigen Ausführungen vollständig abweichenden Grundsätzen gebaut. Sie besteht, wie Fig. 244 erkennen läßt, aus den Ringen a_1 bis a_4, die so weit ausgebohrt sind, daß zwischen ihnen und der Kolbenstange *k* ein Spielraum besteht. Die Ringe bilden die Expansionskammern I bis III. Diese Kammern werden durch Ringe *b* bis b_8 abgeschlossen, die zwischen die Ringe *a* leicht, sogar mit einem geringen Spiel eingepaßt sind, so daß sie sich mit der Stange k, welche ohne Spielraum in ihnen beweglich ist, seitlich verschieben lassen. An der dem Cylinder zugekehrten Seite sind die Ringe *b* mit Nuten *q* versehen, und an die letzte Kammer schließt sich ein Röhrchen *r* an, welches mit der Maschine oder mit dem Kondensator in Verbindung steht.

Die Wirkungsweise der Vorrichtung ist folgende: Während der Füllungs- und Expansionsperiode des Dampfes im Cylinder wird sich durch die feinen Fugen zwischen den einzelnen Ringen a und b, sowie zwischen der Stange k und den Ringen b ein Teil des Dampfes hindurchdrücken. Dadurch entsteht in den Dichtungskammern ebenfalls ein Überdruck, der jedoch wegen der großen Drosselung des Dampfes ein geringerer ist als im Cylinder. Da auch der Dampf zum Durchdringen eine gewisse Zeit braucht, so wird der einem bestimmten Druck im Cylinder entsprechende Druck z. B. in der Kammer I nicht gleichzeitig, sondern erst etwas später auftreten, ebenso der in II gegenüber I u. s. w. Infolgedessen kann es vorkommen, daß in der folgenden Expansionskammer zeitweilig ein größerer Druck herrscht als in der vorhergehenden. Darauf beruht die Wirkung der Lentzschen Kolbenstangendichtung. Ist der Druck in der nachfolgenden Kammer größer als in der vorhergehenden, so wird der betreffende Ring b von seiner äußeren Dichtungsstelle abgehoben und gegen die innere angepreßt, wodurch plötzlich ein verhältnismäßig großer Durchgangsquerschnitt frei wird. Dieser, sowie die an der Cylinderseite der Ringe b liegenden Nuten q setzen dem Durchströmen des höher gespannten Dampfes aus der folgenden Kammer nur einen geringen Widerstand entgegen, so daß unter Zurückströmen des in den folgenden Räumen befindlichen Dampfes ein schneller Druckausgleich erfolgt.

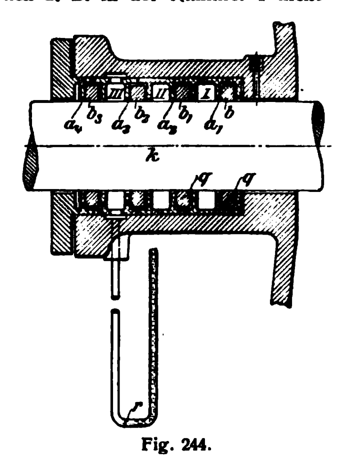


Fig. 244.

Es ist ohne weiteres einzusehen, daß durch dieses wiederholt und selbsttätig vor sich gehende Lüften der Ringe und das Zurücktreten des Dampfes die Undichtigkeitsverluste sehr verringert werden müssen.

Die geringe Flüssigkeitsmenge, die etwa bis in die äußerste Kammer durchgedrungen ist, wird, zugleich mit dem Schmieröl, durch das schon erwähnte Rohr r entfernt. Die Vorrichtung erfordert im übrigen bedeutend weniger Schmierung als die bisherigen Stopfbüchsen; sie ist ferner gegen Staub und etwa eingedrungene Unreinigkeiten vollständig unempfindlich. Die sonst nötige Erneuerung von Packungsmaterial fällt bei ihr vollständig fort.

IV. Maschinenteile zur Umänderung der geradlinigen in eine drehende Bewegung und umgekehrt.

Die Wirkungen der hierher gehörigen Maschinenteile sind von der Größe und Arbeitsgeschwindigkeit ihrer Massen abhängig; um sie beurteilen zu können, sollen zunächst die Bewegungs-, Kraft- und Arbeitsverhältnisse dieser Teile besprochen werden.

A. Kurbeltrieb.

a) Bewegungsverhältnisse.

Für den beliebigen Kurbelwinkel α_1 (Fig. 245), einer Kurbel vom Halbmesser $ob = r$ findet man den Kolbenweg x_1, von der Totlage

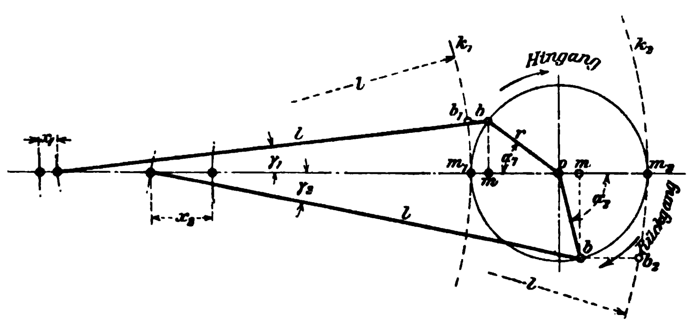


Fig. 245.

aus gemessen, für den Vorwärtsgang oder Hingang des Kolbens, d. h. für dessen Bewegung nach der Kurbelwelle hin, aus

$$r \cos \alpha_1 + l \cos \gamma_1 + x_1 = r + l$$

zu

$$x_1 = r(1 - \cos \alpha_1) + l(1 - \cos \gamma_1).$$

Hierin bedeutet noch l die Länge der Schubstange und γ_1 den zugehörigen Ausschlagwinkel.

Für den Rückgang des Kolbens ist

$$r \cos \alpha_2 + l - r + x_2 = l \cos \gamma_2,$$

demnach

$$x_2 = r(1 - \cos \alpha_2) - l(1 - \cos \gamma_2).$$

Allgemein ist

$$x = r(1 - \cos \alpha) \pm l(1 - \cos \gamma) = r(1 - \cos \alpha) \pm l\left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \alpha\right)^2}\right],$$

worin das obere Vorzeichen für den Hingang, das untere für den Rückgang des Kolbens gilt.

Da in der Ausführung l stets erheblich größer als r gewählt wird $\left(\text{bei normalen liegenden Dampfmaschinen z. B. } \frac{r}{l} \sim \frac{1}{5}\right)$, so kann angenähert

$$x = r(1 - \cos \alpha) \pm \frac{r^2}{2l} \sin^2 \alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 36$$

gesetzt werden.

Für $\alpha = 90^0$ ist $x = r \pm \frac{r^2}{2l} = r\left(1 \pm \frac{r}{2l}\right)$.

Für $\alpha = 180^0$ ist $x = 2r$.

Gl. 36 läßt erkennen, daß der für den gleichen Drehungswinkel zurückgelegte Weg beim Hingange des Kolbens größer ist als beim Rückgange desselben. Der Unterschied beider Wege ist durch das sog. Fehlerglied $\frac{r^2}{2l}\sin^2\alpha$ gegeben. (Bei $\frac{r}{l}=\frac{1}{5}$ und $\alpha = 90^0$ ist $x = 1{,}1\,r$ bezw. $0{,}9\,r$).

Für $l = \infty$ wird $x = r(1-\cos\alpha)$, d. h. beide Wege stimmen in diesem Falle überein.

Die zeichnerische Darstellung des Kolbenweges erfolgt, wenn man in Fig. 245 zwei Kreisbogen k_1 und k_2 vom Halbmesser l tangierend an den Kurbelkreis in den Totpunkten m_1 und m_2 legt; dann ist z. B. die wagerechte Strecke $b\,b_1$ der zum Kurbelwinkel α_1 gehörige Kolbenweg x_1 und in gleicher Weise für den Rückgang die wagerechte Strecke $b\,b_2$ der zum Kurbelwinkel α_2 gehörige Kolbenweg x_2. Für $l = \infty$ gehen die Kreisbogen k_1 und k_2 in lotrechte Gerade über.

Für die Kolbengeschwindigkeit c kann angenähert gesetzt werden

$$c = v\sin\alpha\left(1 \pm \frac{r}{l}\cos\alpha\right),$$

worin v die konstante Geschwindigkeit des Kurbelzapfens bedeutet.

Für $\alpha = 0$ und $\alpha = 180^0$ wird $c = o$;

für $\alpha = 90$ wird $c = v$.

Unter der Annahme einer unendlich langen Schubstange ($l = \infty$) wird $c = v\sin\alpha$ und für $\alpha = 90^0$

$$c_{\max} = v.$$

Bezeichnet $2\,r = s$ den Kolbenhub, n die minutliche Umdrehungszahl der Kurbel, so beträgt die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c_m = \frac{2\,s\,n}{60} = \frac{s\,n}{30};$$

es ist ferner

$$v = \frac{2\,\pi\,r\,n}{60} = \frac{\pi\,r\,n}{30}, \text{ daher}$$

$$v = \frac{\pi}{2}\cdot c_m = 1{,}571\,c_m;\; c_m = \frac{2}{\pi}\,v = 0{,}637\,v.$$

Für $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ wird $c_{\max} = 1{,}02\,v = 1{,}6\,c_m$.

In Fig. 246 ist die Linie der Kolbengeschwindigkeiten für $\frac{r}{l} = \frac{1}{4}$ aufgezeichnet; sie ist dadurch entstanden, daß zu jeder beliebigen Kolbenstellung k die Ordinate $k\,d = o\,f$ gemacht und mit dem Werte für die Winkelgeschwindigkeit $\omega = \frac{\pi\,n}{30}$ multipliciert ist. Die Linie ergibt sich für $l = \infty$ als Ellipse (in Fig. 247 gestrichelt eingetragen).

Die Kolbenbeschleunigung p ist angenähert

$$p = \frac{v^2}{r}\left(\cos\alpha \pm \frac{r}{l}\cos 2\,\alpha\right).$$

Für $l = \infty$ wird $p = \frac{v^2}{r} \cos \alpha$, und für $\alpha = o$ und $\alpha = 180^0$ wird die größte Beschleunigung bezw. größte Verzögerung

$$p_{max} = \frac{v^2}{r}.$$

Behufs zeichnerischer Darstellung der Kolbenbeschleunigung verlängert man nach Mohr kb (Fig. 246) über b hinaus bis zum Schnitte f mit of, senkrecht zu ko, zieht fh parallel ok bis zum Schnitte h mit der verlängerten Richtungslinie ob der Kurbel, ferner hn parallel fo und nm senkrecht kb, so ist $om = kq = p$ die der beliebigen Kolbenstellung k entsprechende Beschleunigung bezw. q ein Punkt der gesuchten Beschleunigungskurve $q_1 q q_2$.

Die positiven p liegen rechts, die negativen p (Verzögerungen) links von o.

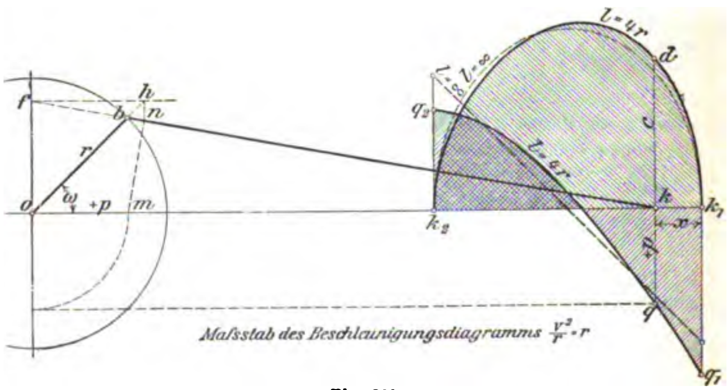


Fig. 246.

Für $l = \infty$ wird $q_1 q q_2$ eine Gerade. (Es ist zu beachten, daß in Fig. 246 die Kolbenbeschleunigungen nicht in demselben Maßstabe wie die Kolbengeschwindigkeiten, sondern für den Maßstab $\frac{v^2}{r} = r$ aufgezeichnet sind.)

Für den Rückgang des Kolbens ist die Beschleunigungskurve um 180^0 (um die Achse $k_1 k k_2$) zu drehen.

Der Beschleunigungsdruck ergibt sich aus

$$B = \frac{G}{g} p = \frac{G}{g} \frac{v^2}{r} (\cos \alpha \pm \frac{r}{l} \cos 2 \alpha), \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 37$$

worin G das Gewicht der hin und her gehenden Maschinenteile in kg, g die Beschleunigung durch die Schwere $= 9{,}81$ m/sek² bedeutet.

Bezeichnet F die Fläche des Kolbens in qcm, so ist der auf die Einheit derselben entfallende Beschleunigungsdruck

$$b = \frac{B}{F} = \frac{G}{F} \frac{p}{g}$$

oder, wenn $\frac{G}{F} = q$ gesetzt wird,

$$b = q\frac{p}{g} = \frac{q}{g}\frac{v^2}{r}\left(\cos\alpha \pm \frac{r}{l}\cos 2\,\alpha\right) \quad . \quad \mathbf{38}$$

b) Kraft- und Arbeitsverhältnisse.

Bezeichnet P die Kolbendruckkraft in kg, so läßt sich diese nach Fig. 247 in den Normaldruck $N = P\,\mathrm{tg}\,\gamma$ und die Schubstangenkraft $S = \frac{P}{\cos\gamma}$ zerlegen. Erstere wird durch die Gleitbahn aufgenommen; letztere wirkt auf den Kurbelzapfen und kann hier in eine Tangentialkraft $T = \frac{P}{\cos\gamma}\sin(\alpha + \gamma)$ und in eine Normalkraft $D = \frac{P}{\cos\gamma}\cos(\alpha + \gamma)$ zerlegt werden.

Normaldruck auf die Gleitbahn

$$N = P\,\mathrm{tg}\,\gamma = S\sin\gamma;$$

für $\alpha + \gamma = 90^0 \ldots\ldots N = P\frac{r}{l}$;

für $\alpha = 90^0$ $(\gamma = \gamma_{max})$

$$N_{max} = P\,\mathrm{tg}\,\gamma_{max} \sim P\sin\gamma_{max} \sim P\frac{r}{l}.$$

Schubstangenkraft $S = \frac{P}{\cos\gamma}$;

für $\alpha = 90^0 (\gamma = \gamma_{max})$ $S_{max} = \frac{P}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2}}$;

für $l = \infty$ $\ldots\ldots S = P$.

Tangential-Kurbeldruck

$$T = P\frac{\sin(\alpha + \gamma)}{\cos\gamma};$$

für $\alpha = o$ und $\alpha = 180^0 \ldots T = 0$;

für $\alpha = 90^0 (\gamma = \gamma_{max}) \ldots\ldots T = P$;

für $\alpha + \gamma = 90^0$ $T_{max} = S = P\sqrt{1 + \left(\frac{r}{l}\right)^2}$;

für $l = \infty, \ldots T = P\sin\alpha$.

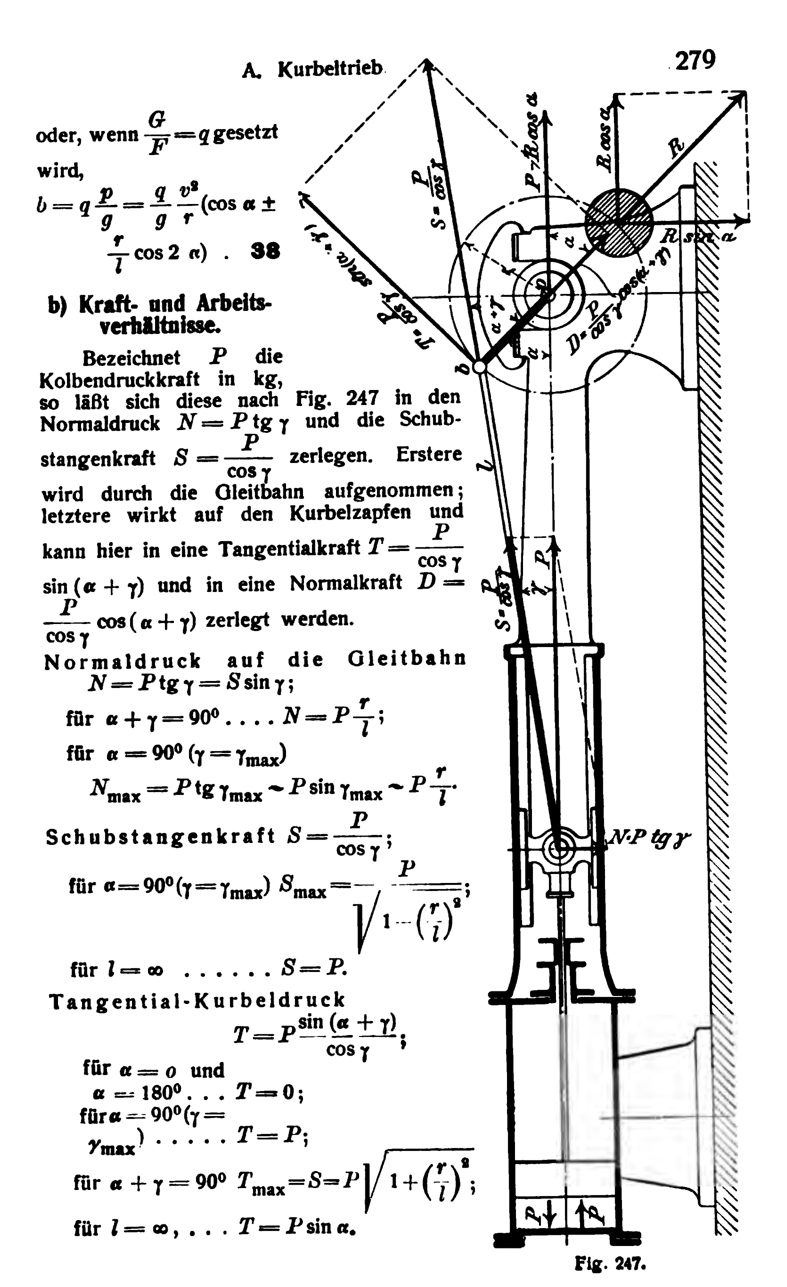


Fig. 247.

:re Kolbendruck und T_m der mittlere Tangential-
aus

$$P_m\, 2\, r = T_m\, r\, \pi$$

$$T_m;\; T_m = \frac{2}{\pi} P_m \text{ oder } P_m\, c_m = T_m\, v.$$

c) Gegengewichte [1].

ng einer Dampfmaschine übertragen die hin und
nenteile — Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf und
end der ersten Hälfte des Kolbenhubes nicht den
ıuf die Kurbel, sondern nur denjenigen Teil, der
3eschleunigung ihrer Massen übrig bleibt. In der
›lbenhubes, in der die Geschwindigkeit der Massen
ich Null wird, geben dieselben dagegen die vordem
allmählich an die Kurbel ab, so daß diese außer
h den Druck der sich verzögernden Massen erhält.
· eingeschlossene Dampf drückt auf den Deckel
auf die arbeitende Kolbenseite mit der gleichen
aber dieser Druck im ersteren Falle durch die
den Cylinder völlig ungeändert in das eine Ende
s gelangt, wird in das andere Ende desselben —
— nach Vorstehendem ein veränderlicher und
on den bewegten Massen aufgenommenen oder
Arbeit ein geringerer oder größerer Druck ge-
iligen Dampfdrucke entspricht. Der Unterschied
r jeweilige Beschleunigungsdruck, wirkt bei einer
ine auf eine Längsverschiebung derselben hin;
Hin- und Rückgange des Kolbens auftritt, diese
ıment in eine hin und her gehende Bewegung zu
n den Einfluß dieser Kraft unschädlich zu machen,
ı und solche, die mit mäßigen Geschwindigkeiten
Veise mit einem genügend schweren Funda-

3eschwindigkeiten lassen sich die nachteiligen
nd her gehenden Massen durch Gegengewichte
Wegfall bringen.
im Kurbelkreise und dem Kurbelzapfen gegenüber
m Gewichte G, gleich demjenigen der hin und
angebracht, so entwickelt diese bei der Drehung
$\frac{? v^2}{? r}$. Im wagerechten Sinne liefert dieses mit der
:wicht die veränderliche Komponente $\pm R \cos \alpha =$

ıls Horizontaldruck in das Kurbellager tritt und

3röße, aber entgegengesetzte Richtung wie der
ıngsdruck hat. Infolgedessen wird der Horizontal-

ıdinger, „Über Dampfmaschinen mit hoher Kolben-
1., Wien, Carl Gerolds Sohn.

druck im Lager während der ersten Hälfte des Kolbenhubes um die Größe des Beschleunigungsdruckes vermehrt, in der zweiten Hälfte des Kolbenhubes um dieselbe Größe vermindert, die Maschine sonach unbeweglich auf dem Fundament liegen bleiben.

Die lotrechte Komponente der Fliehkraft $\pm R \sin \alpha$ übt auf die Bewegung der Maschine keinen wesentlichen Einfluß aus.

Bei stehenden Maschinen sind im allgemeinen nur für die Kurbel und die abschwingende Schubstange Gegengewichte anzubringen.

Bei Maschinen mit endlichen Schubstangenlängen nehmen die Beschleunigungsdrücke in den beiden Hälften des Kolbenhubes ungleiche Werte an, die nach Gl. 37 S. 278 von dem Verhältnis $\frac{r}{l}$ abhängig sind. Da die wagerechte Komponente der Fliehkraft eines Gegengewichtes aber symmetrisch auftritt, so folgt, daß die hin und her gehenden Massen einer Maschine mit endlicher Schubstangenlänge nicht vollständig (wohl aber zum größten Teil) ausgeglichen werden können.

Es genügt bei liegenden Maschinen, mit Rücksicht auf den Widerstand der Gesamtmasse der Maschine und des Fundamentes gegen Verschieben, das Gegengewicht nur 0,5- bis 0,8mal so schwer zu machen, als dem Gewichte der hin und her gehenden Teile entspricht. Dabei fallen auch die im Kurbellager auftretenden lotrechten Komponenten der Fliehkraft entsprechend kleiner aus.

Die beste Massenausgleichung — und zwar im Triebwerke selbst — ist bei liegenden und stehenden Zweicylindermaschinen durch Anordnung der Kurbeln unter 180° zu erreichen. Um das hierbei auftretende Drehmoment der Massenkräfte zu vermindern, sind die Cylinder möglichst nahe aneinander zu legen.

(Weiteres über die Wirkungen der hin und her gehenden Massen s. unter „Schwungräder“.)

B. Kurbeln[1].

Die Kurbeln werden aus Stahl, Fluß- oder Schweißeisen, seltener aus Gußeisen angefertigt.

Sitzt die Kurbel am Ende einer Welle, so wird sie als Stirnkurbel bezeichnet; trägt sie an dem zugehörigem Zapfen noch eine zweite Kurbel, so heißt diese Gegenkurbel (Fig. 248). Befindet sich die Kurbel nicht am Ende der Welle, so wird die letztere gekröpfte Welle (einfach, mehrfach gekröpfte Welle) genannt.

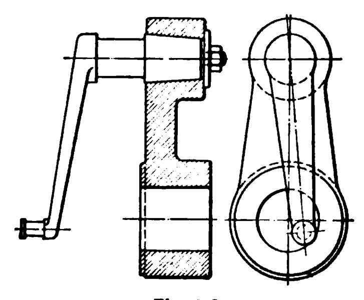


Fig. 248.

Eine besondere Gruppe von Kurbeln bilden die Handkurbeln; diese sollen, wie auch die bei höher

[1] Nach C. v. Bach, „Die Maschinenelemente“, 9. Aufl., Stuttgart 1903.

gelegenen Windwerken u. dergl. in Anwendung kommenden Haspelräder, hierunter ebenfalls besprochen werden.

a) Stirnkurbeln.

Die Befestigung des Kurbelzapfens mit dem Kurbelkörper geschieht in der Regel in der Fig. 249 ersichtlichen Weise mit Kegel und Keil;

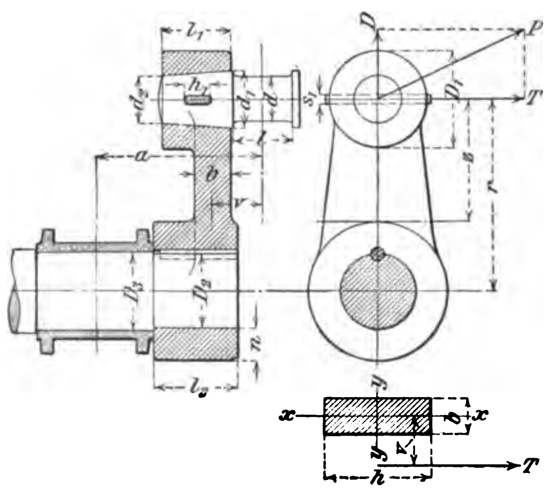


Fig. 249.

seltener wird an Stelle des letzteren eine Mutter, Schraube oder Vernietung gewählt. Zuweilen sind Kurbel und Kurbelzapfen aus einem Stück geschmiedet. In Fig. 250 hat der in das warme Auge eingesetzte Kegel eine von der gebräuchlichen Anordnung abweichende Lage; zur Sicherung dient eine am Kurbelkörper mittels Stiftschrauben befestigte Druckplatte.

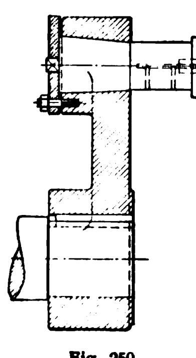


Fig. 250.

Für normal belastete Kurbelzapfen kann unter Bezugnahme auf Fig. 249 gewählt werden

$$l_1 = 1{,}5\,d \text{ bis } 1{,}75\,d,$$
$$h_1 = 0{,}3\,l_1 \text{ bis } 0{,}4\,l_1,$$
$$s_1 = 0{,}2\,d \text{ bis } 0{,}25\,d,$$
$$\frac{d_1 - d_2}{2\,l_1} = \frac{1}{25} \text{ bis } \frac{1}{15},$$
$$D_1 = 2\,d \text{ für geschmiedete Kurbeln,}$$
$$D_1 = 2{,}5\,d \text{ für gußeiserne Kurbeln.}$$

Die Kurbelnabe wird für einen Schrumpf von etwa $\frac{1}{1000}$ bis $\frac{1}{2000}$ bei gußeisernen und für

einen solchen von etwa $\frac{5}{1000}$ bei geschmiedeten Kurbeln gebohrt, warm aufgezogen und mit einem oder zwei Keilen befestigt.

Durch Aufziehen mittelst der Wasserdruckpresse auf das etwas kegelförmig abgedrehte Wellenende läßt sich ebenfalls eine betriebssichere Verbindung erzielen.

Man nimmt ferner

D_2 einige mm $< D_3$,

l_2, je nach der Genauigkeit der Ausführung,

$$l_2 \geqq D_2,$$

wenn die Kurbel warm oder mittels der Presse aufgezogen, und

$$l_2 \geqq 1{,}25\, D_2,$$

wenn sie kalt in der gewöhnlichen Weise wie Räder aufgekeilt wird. Hierbei ist zu beachten, daß die Biegungsbeanspruchung der Kurbelwelle um so größer ausfällt, je länger die Nabe gewählt wird; der Hebelarm a von Kurbelzapfenmitte bis annähernd Lagermitte soll deshalb möglichst klein sein.

Die Nabenstärke einer geschmiedeten Kurbel kann im Mittel $n = 0{,}4\, D_2 + 1$ cm betragen; gußeiserne Kurbeln erhalten eine um 30 % bis 50 % größere Nabenstärke.

Für die Berechnung des Kurbelarmes sei z der Abstand der Kurbelzapfenachse von dem Armquerschnitt $b\,h$, wobei b die achsiale, h die tangentiale Abmessung des Armes bedeutet.

Durch Zerlegung des zunächst beliebig gerichteten Zapfendruckes P in die Normalkraft D und die Schubkraft T ergeben sich

von der Normalkraft D herrührend:

die Normalkraft D und das biegende Moment $M_2 = D\,v$ mit $x\,x$ als Biegungsachse;

von der Schubkraft T herrührend:

die Schubkraft T, das biegende Moment $M_1 = T\,z$ mit $y\,y$ als Biegungsachse und das drehende Moment $M_d = T\,v$.

Vernachlässigt man die Normalkraft D und die Schubkraft T, so verbleiben die biegenden Momente M_1 und M_2, ferner das drehende Moment M_d. Die ersteren sind mit dem letzteren zu den ideellen biegenden Momenten

$$M_i' = 0{,}35\, M_1 + 0{,}65 \sqrt{M_1^2 + M_d^2} = \frac{1}{6}\, b\, h^2\, k_b \text{ bezw.}$$

$$M_i'' = 0{,}35\, M_2 + 0{,}65 \sqrt{M_2^2 + M_d^2} = \frac{1}{6}\, b^2\, h\, k_b$$

zusammenzusetzen, und es sind aus diesen Gleichungen die größten Beanspruchungen des Querschnittes $b\,h$ der zunächst nach freiem Ermessen aufgezeichneten Kurbel zu ermitteln.

Nachzurechnen ist, ob

$$\frac{M_1}{{}^1\!/_6\, b\, h^2} + \frac{M_2}{{}^1\!/_6\, b^2\, h} \leqq k_b \text{ (vergl. S. 62).}$$

Unter der Voraussetzung, daß die Kurbel aus Flußstahl hergestellt wird, kann $k_b \sim 600$ kg/qcm gesetzt werden.

Bei den gebräuchlichen Verhältnissen ist meistens die Beanspruchung in der Totstellung der Kurbel maßgebend, um so mehr, als die plötzliche

Änderung in der Richtung der Kräfte für die Totstellung die Wahl einer niedrigen zulässigen Beanspruchung erfordert. Hier ist das Biegungsmoment $M_b = P v$ und die Zug- bezw. Druckkraft $= P$, mithin

$$\frac{M_b}{{}^1/_6 \, b^2 h} + \frac{P}{b h} \gtrless k_b \text{ oder } P\left(v + \frac{b}{6}\right) \leqq \frac{b^2 h}{6} k_b,$$

woraus sich h nach Annahme von b berechnen läßt.

Der Durchmesser D_3 des Wellenzapfens ist für das durch den größten Zapfendruck P hervorgerufene Biegungsmoment $M_b = P a$ und das durch den größten Tangentialdruck T erzeugte Drehmoment $M_d = T r$ aus der Gleichung

$$M_i = 0{,}35 \, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = 0{,}1 \, D_3^3 \, k_b$$

zu ermitteln.

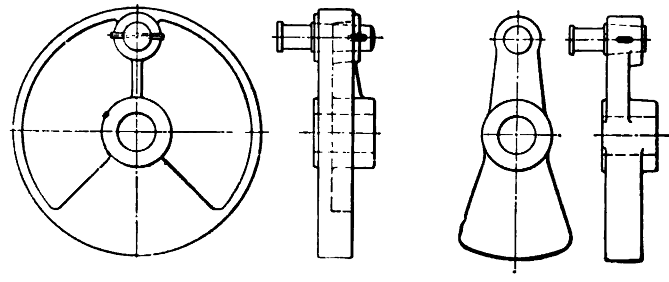


Fig. 251. Fig. 252.

An Stelle des einfachen Kurbelarmes finden zuweilen, z. B. bei kleineren schnelllaufenden Dampfmaschinen, gußeiserne Kurbelscheiben, Fig. 251, Verwendung. Dieselben ermöglichen die Anbringung von Gegengewichten, durch welche die nachteiligen Wirkungen der hin und her gehenden Triebwerkmassen auf das Maschinenfundament beseitigt oder wenigstens verringert werden.

Derartige Gegengewichte lassen sich auch an geschmiedeten Stirnkurbeln anbringen, Fig. 252. (Über die Größe der Gegengewichte s. unter „Kurbeltrieb“, S. 280.)

Für die Berechnung des Kurbelzapfens vergl. unter „Zapfen“, S. 190.

b) Handkurbeln.

Die Handkurbeln sind an Stelle des Zapfens mit einem aus Flußeisen oder zähem Stahl hergestellten Griffdorn versehen, auf den, wie Fig. 253 und 254 zeigen, zur Schonung der Hände ein lose drehbares Holzheft oder ein einfaches Gasrohr von 4 bis 3 cm äußerem Durchmesser gesetzt ist. Der Griffdorn hat, je nachdem ein oder zwei Mann an derselben Kurbel arbeiten, 1,8 bis 2,6 cm Durchmesser und 30 bis 50 cm Länge; er ist in den schmiedeisernen Kurbelarm von zumeist 35 bis 40 cm Länge eingenietet oder mit diesem aus einem Stück geschmiedet.

Der Kurbeldruck eines Arbeiters kann im Mittel 15 kg, vorübergehend bis 20 kg, die Umfangsgeschwindigkeit 0,5 bis 1 m/sek

genommen werden. Doppelkurbeln sind in der Regel um 120° gegeneinander versetzt. Die Höhenlage der Kurbelwelle über dem Fußboden beträgt 1 m bis 1,1 m. Festgelagerte Kurbelwellen aus Flußeisen oder Flußstahl erhalten 3 bis 4 cm, verschiebbare Kurbelwellen aus demselben Material 3,7 bis 4,5 cm Durchmesser, je nachdem ein oder zwei Mann an der Kurbel arbeiten. Der auf dem vierkantigen Endzapfen der Welle sitzende, auf Biegung und Drehung beanspruchte Kurbelarm erhält unter der gleichen Voraussetzung rechteckigen Querschnitt von 4 bis 5 cm Breite und 2 bezw. 2,4 cm Stärke. Die Nabenlänge des Kurbelarmes kann 5 bis 6 cm betragen. Bei größeren Geschwindigkeiten der sinkenden Last sind die Abmessungen des Griffdornes und des Kurbelarmes mit Rücksicht auf die Schleuderkraft zu ermitteln. (Über „Sicherheitskurbeln" s. unter VIII. Sperr- und Bremswerke.)

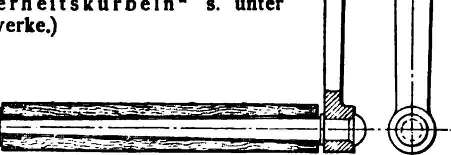


Fig. 253.

c) Haspelräder.

Derartige Räder bieten den Kurbeln gegenüber den Vorzug, daß ihr Antrieb von einem beliebig tief gelegenen Standorte aus erfolgen, ferner ihr Halbmesser unabhängig von der Körpergröße des Arbeiters gewählt werden kann. Letzterer bewirkt durch Ziehen an einem in den Umfang des Rades gelegten endlosen Seile oder einer Kette die Drehbewegung des letzteren.

Fig. 255 zeigt ein kleineres Seilhaspelrad mit gußeiserner Nabe und eingeschraubten (zuweilen auch eingegossenen oder aufgenieteten) schmiedeisernen Speichen, in deren durch einen schmiedeisernen Kranz zusammengehaltenen, gabelförmig gestalteten Köpfen sich das Seil einklemmt.

Gegossene Haspelräder erhalten keilförmige Umfangsnuten, die für größere Kräfte — um ein Gleiten des Seiles zu verhüten — mit Angüssen versehen sind.

Der Zug eines Arbeiters am Seil kann für Lasthübe bis 1 m etwa 30 kg, vorübergehend 40 kg und mehr betragen; bei Lastförderhöhen bis ungefähr 3 m ist 15 kg, ausnahmsweise 20 kg statthaft.

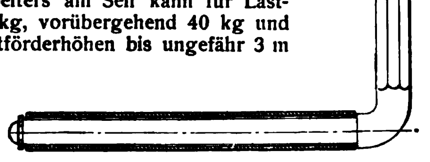


Fig. 254.

Der Seildurchmesser ist mit Rücksicht auf genügende Stärke zum bequemen Anfassen 2,3 bis 3,6 cm zu wählen.

An Stelle des Seiles können auch gewöhnliche Ketten in Seilhaspelrädern laufen, wobei sich die Kettenglieder vor den Gabelzinken fest-

haken und das Rad mitnehmen. Wegen des sicheren Eingriffes sind kalibrierte Ketten mit zugehörigen Daumenrädern vorzuziehen.

Die Abmessungen dieser **Kettenhaspelräder** sind aus der unter „VII. Maschinenteile zum Lastheben“ gegebenen Tabelle zu entnehmen.

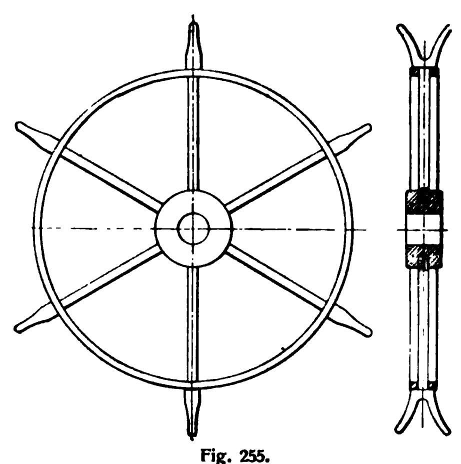


Fig. 255.

Für die Eisenstärke der Ketten kann 0,6 bis 0,8 cm gewählt werden. Um die Ketten im sicheren Eingriff mit den Daumen ihrer Räder zu halten, sind **Führungsbügel** anzuordnen.

C. Kurbelwellen.

Fig. 256 zeigt eine bei liegenden Eincylinder- und Tandem-Dampfmaschinen gewöhnlich in Anwendung kommende **Kurbelwelle mit nur einer Stirnkurbel** (Außenkurbel).

Bezeichnet

P den Kurbelzapfendruck in kg,

r den Kurbelhalbmesser in cm,

l die Länge des Kurbelzapfens in cm,

und setzt man die Länge l_2 der Kurbelnabe gleich dem Durchmesser d_1 des **vorderen** Kurbelwellenlagers, ferner die Länge l_1 des letzteren vorläufig schätzungsweise $1{,}8\,d_1$, so ergibt sich d_1 aus

$$0{,}35\,M_b + 0{,}65\sqrt{M_b^2 + M_d^2} = 0{,}1\,d_1^3\,k_b\,; \quad \ldots \quad 39$$

hierin bedeuten $M_b = P(0{,}5\,l + d_1 + 0{,}9\,d_1) = P(0{,}5\,l + 1{,}9\,d_1)$ und

$M_d = P\,r$.

Setzt man für Flußstahl als Material der Welle $k_b = 500$ kg/qcm, so findet sich nach Einführung der Werte von M_b, M_d und k_b in Gl. 39 durch probeweises Rechnen d_1 und hierauf $l_1 = 1{,}8\,d_1$. (Vorausgesetzt ist, daß Durchmesser und Länge des Kurbelzapfens schon vorher ermittelt wurden.)

Der von der Kurbelzapfenkraft herrührende Druck im Kurbellager beträgt, wenn a_1 die Entfernung von Mitte bis Mitte Zapfen,

$$R_1' = P\frac{a_1 + 0,5\,l_1 + d_1 + 0,5\,l}{a_1};$$

derselbe läßt sich in eine wagerechte und in eine lotrechte Komponente $R_1' \cos \beta_{max}$ bezw. $R_1' \sin \beta_{max}$ zerlegen, sofern β_{max} den größten Winkel bedeutet, den die Schubstangenrichtung mit der Cylinderachse einschließt.

Der vom Schwungradgewicht G herrührende lotrechte Druck beträgt

$$R_1'' = G\frac{a}{a_1},$$

worin a die Entfernung von Mitte Lager bis Mitte Schwungrad bezeichnet. (Der Zug eines über das Schwungrad gelegten Riemens u. s. w. ist unberücksichtigt geblieben.)

Bei rechtsumlaufenden Maschinen ist $R_1' \sin \beta_{max}$ von der letzteren Kraft abzuziehen, bei linksumlaufenden dagegen zu derselben hinzuzufügen.

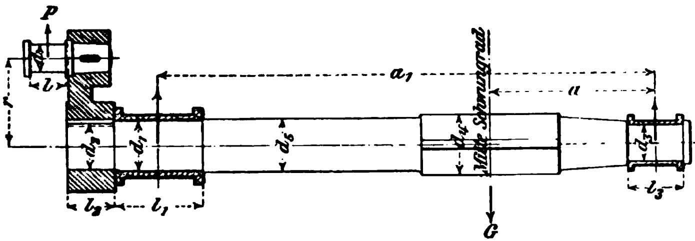


Fig. 256.

Es beträgt somit der resultierende Zapfendruck

$$R_1 = \sqrt{(R_1' \cos \beta_{max})^2 + (R_1'' \mp R_1' \sin \beta_{max})^2},$$

worin das obere Vorzeichen für rechtsumlaufende, das untere für linksumlaufende Maschinen gilt, und es folgt nach Gl. 31, S. 192

$$l_1 \geqq \frac{R_1\, n}{w},$$

worin n die minutliche Umdrehungszahl der Welle, w eine Erfahrungszahl bedeutet.

Sofern der für l_1 aus vorstehender Gleichung erhaltene Wert dem ursprünglich angenommenen Werte $l_1 = 1,8\,d_1$ nicht entspricht, müßte die Rechnung zur Bestimmung von d_1 — unter Einsetzung eines passenderen Wertes für d_1 — nochmals durchgeführt werden.

Die Flächenpressung im vorderen Lager beträgt

$$k = \frac{R_1}{l_1\, d_1}.$$

Für den hinteren Zapfen findet sich der vom Schwungradgewicht herrührende lotrechte Druck

$$R_2' = G\frac{a_1 - a}{a_1}$$

und die vom Kurbelzapfen kommende Kraft

$$R_2'' = P \frac{0,5\, l + l_2 + 0,5\, l_1}{a_1}.$$

Für eine linksgehende Maschine ist der hier in Frage stehende Einfluß dieser Kraft verschwindend klein, da ihre lotrechte Komponente von R_2' abzuziehen ist; sie kann daher unberücksichtigt bleiben. Läuft aber die Maschine rechts um, so ist diese Komponente

$$R_2'' \sin \beta_{max}$$

zum Druck R_2' hinzuzufügen.

Damit folgt der resultierende Zapfendruck

$$R_2 = \sqrt{(R_2' + R_2'' \sin \beta_{max})^2 + (R_2'' \cos \beta_{max})^2}.$$

Die Zapfenlänge folgt, wie oben, aus

$$l_3 \geqq \frac{R_2\, n}{w},$$

somit der Durchmesser d_3 aus

$$R_2\, 0,5\, l_3 = 0,1\, d_3^3\, k_b.$$

Die Flächenpressung im hinteren Lager beträgt

$$k = \frac{R_2}{l_3\, d_3}.$$

Die Stärke d_4 der Welle an der Befestigungsstelle des Schwungrades ergibt sich mit

$$M_b = R_2\, a$$

und

$$M_d = P\, r$$

aus

$$0,35\, M_b + 0,65 \sqrt{(M_b)^2 + (M_d)^2} = 0,1\, d_4^3\, k_b.$$

Mit Rücksicht auf die eingearbeiteten Keilnuten ist die Welle entsprechend zu verstärken!

Einfach gekröpfte Kurbelwellen finden sich bei liegenden Eincylinder-Dampfmaschinen mit Gabelrahmen und bei allen stehenden Eincylindermaschinen.

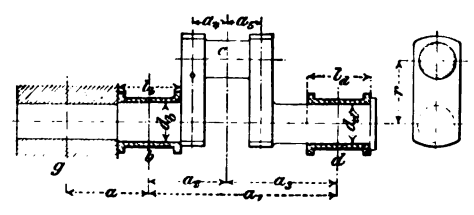


Fig. 257.

Die in Fig. 257 dargestellte einfach gekröpfte Welle einer stehenden Dampfmaschine ist bei b und d gelagert; sie trägt bei g das gleichzeitig als Riemenscheibe wirkende Schwungrad vom Gewichte G, während bei c die lotrechte Komponente P der vom Dampfkolben kommenden

Stangenkraft angreift. (Die von den Riemenspannungen herrührende Seitenkraft soll ebenso wie die wagerechte Komponente der Stangenkraft vernachlässigt werden.)

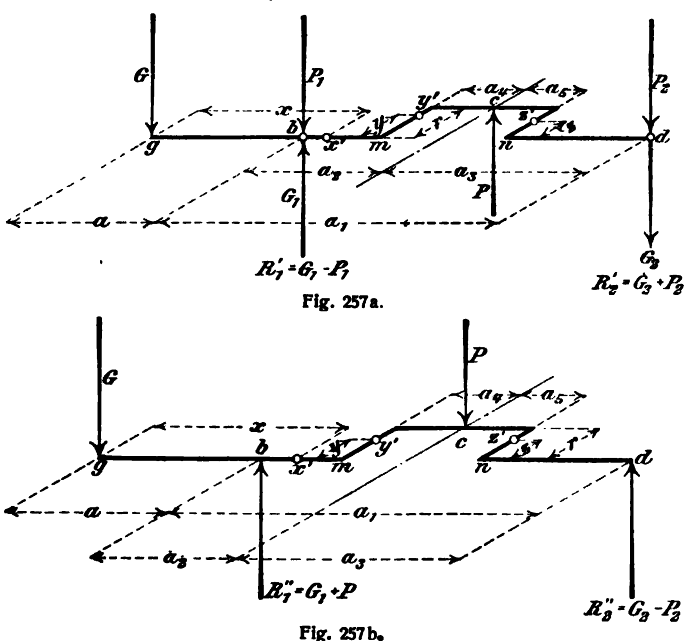


Fig. 257a.

Fig. 257b.

Für **aufwärts** gerichteten Kurbelzapfendruck (Fig. 257a) wirkt bei b der Lagerdruck

$$G_1 = G\,\frac{a + a_1}{a_1}$$

lotrecht aufwärts und derjenige

$$P_1 = P\,\frac{a_3}{a_1}$$

lotrecht abwärts.

Hieraus folgt für den resultierenden, lotrecht aufwärts gerichteten Lagerdruck

$$R_1' = G_1 - P_1 = G\,\frac{a + a_1}{a_1} - P\,\frac{a_3}{a_1} = \frac{G\,(a + a_1) - P\,a_3}{a_1}.$$

Bei d beträgt der resultierende, lotrecht abwärts gerichtete Lagerdruck

$$R_2' = G_2 + P_2 = G\,\frac{a}{a_1} + P\,\frac{a_2}{a_1} = \frac{G\,a + P\,a_2}{a_1}.$$

Für **abwärts** gerichteten Zapfendruck P (Fig. 257b) ergibt sich in gleicher Weise

$$R_1'' = G_1 + P_1 = \frac{G(a + a_1) + P a_3}{a_1} \text{ und}$$

$$R_2'' = G_2 - P_2 = \frac{G a - P a_2}{a_1}.$$

Es sind nun die Berechnungen für die größten bezw. die kleinsten Lagerdrücke (R_1', R_2' und R_1'', R_2'') durchzuführen!

Für den Querschnitt in b ist das biegende Moment

$$M_b = G a$$

und das drehende Moment

$$M_d = P r;$$

hiermit folgt der Durchmesser d_b des Wellenzapfens aus

$$0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = 0{,}1\, d_b^3\, k_b.$$

Die Länge l_b dieses Zapfens ergibt sich mit Rücksicht auf den zulässigen Flächendruck und die Reibungsarbeit nach Gl. 29 und 31 zu

$$l_b \geqq \frac{R_1}{d_b k} \text{ bezw. } l_b \geqq \frac{R_1 n}{w},$$

worin R_1 den (größten) Lagerdruck in kg, n die minutliche Umdrehungszahl der Welle, k den zulässigen Flächendruck in kg/qcm und w eine Erfahrungszahl (s. S. 192) bedeuten.

Der Stirnzapfen d erhält solche Abmessungen, daß der Flächendruck k (in kg/qcm) annähernd derselbe ist wie im vorderen Lager.

Durchmesser d_d und Länge l_d dieses Zapfens folgen aus

$$R_{2\,(\max)} = k\, l_d\, d_d.$$

Für einen beliebigen, zwischen b und m gelegenen Querschnitt x' der Welle ergeben sich die Momente

$$M_b = G x - R_{1\,(\min)} (x - a) \text{ und } M_d = P r.$$

Die zwischen n und d liegenden Querschnitte der Welle sind nur auf Biegung beansprucht.

Für den Kurbelzapfen gilt

$$M_b = R_{2\,(\max)}\, a_3 \text{ und } M_d = R_{2\,(\max)}\, r.$$

Für den beliebigen Punkt y' des linksseitigen Kurbelarmes ist

$$M_b = R_{2\,(\max)}\, y + P(r - y) = (R_{2\,(\max)} - P) y + P r,$$
$$M_d = R_{2\,(\max)} (a_3 + a_4) - P a_4.$$

Das Drehmoment M_d ist für alle Querschnitte des Kurbelarmes konstant; das biegende Moment erhält seinen Höchstwert $M_b = P r$ für $y = 0$, d. h. für den Punkt m. Die größte Beanspruchung des Querschnittes $b\,h$ des zunächst wieder nach freiem Ermessen aufgezeichneten Kurbelarmes (b bedeutet die achsiale, h die tangentiale Abmessung desselben) folgt mit den ermittelten Höchstwerten für M_b und M_d aus

$$0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = \frac{1}{6}\, b\, h^2\, k_b.$$

Für den beliebigen Punkt z' des rechtsseitigen Kurbelarmes findet sich

$$M_b = R_{2\,(\max)}\, z \text{ und } M_d = R_{2\,(\max)} (a_3 - a_5).$$

Da M_d unveränderlich, ist die Beanspruchung am größten, wenn das biegende Moment seinen Höchstwert $M_b = R_{2\,(\max)}\, r$ (für $z = r$) erhält.

Bei den vorstehenden Ermittelungen ist vorausgesetzt, daß die gekröpfte Welle in den Fig. 257a und 257b gezeichneten Kurbelstellungen die größte Beanspruchung erfährt. Ist dieses nicht mit Sicherheit anzunehmen, so sind die Beanspruchungen der Welle für verschiedene Kurbelstellungen zu berechnen bezw. die Abmessungen derselben entsprechend zu wählen.

Für derartige Fälle empfiehlt sich, insbesondere auch für mehrfach gekröpfte Kurbelwellen, die zumeist als kontinuierliche Balken an mehr als zwei Punkten aufruhen, die zeichnerische Ermittelung ihrer Abmessungen.

Auf Tafel I ist zunächst die Berechnung der zu einer eincylindrigen liegenden Dampfmaschine von 350 mm Cylinderdurchmesser, 600 mm Hub und 100 minutlichen Umdrehungen gehörigen Kurbelwelle (Fig. 1) mit Außenkurbel auf zeichnerischem Wege durchgeführt.

Die Maschine arbeitet, wie das Dampfdiagramm (Fig. 2) erkennen läßt, mit Kondensation und mit einer Höchstfüllung von 0,25 des Kolbenhubes. Die anfängliche Dampfspannung beträgt 8 kg/qcm (abs.).

Das gleichzeitig als Riemenscheibe dienende Schwungrad von 2,8 m Durchmesser wiegt 2800 kg.

Es sind für drei (mit I, II und III bezeichnete) verschiedene Kurbelstellungen die Beanspruchungen der Welle und des Kurbelarmes vom Halbmesser $r = 30$ cm ermittelt.

Stellung I. Schwungradgewicht G_0 und Resultante S_0 der Riemenspannungen S_1, S_2 vereinigt, ergeben die Resultante G (Fig. 3). Diese läßt sich durch eine wagerechte und durch eine lotrechte Komponente $G' = 1200$ kg bezw. $G'' = 2200$ kg ersetzen. In der wagerechten Ebene wirkt ferner der Kurbelzapfendruck $P = 7500$ kg. Damit ergeben sich nach Aufzeichnung der Kräftepläne (Fig. 4a) in den zugehörigen Seilpolygonen (Fig. 4) die Biegungsmomentenflächen M_b' und M_b'' in der wagerechten und in der lotrechten Ebene, bezw. erhält man nach Vereinigung derselben die durch lotrecht schraffierte Linien angedeutete ideelle Biegungsmomentenfläche M_i. Es ist hier $M_i = \sqrt{(M_b')^2 + (M_b'')^2}$.

Die Lagerdrücke in der wagerechten und lotrechten Ebene sind in Fig. 4a mit R_1', R_2' bezw. mit R_1'', R_2'' bezeichnet.

Der Kurbelarm wird durch die Kraft $P = 7500$ kg am Hebelarm $v = 11$ cm (Fig. 1) auf Biegung beansprucht; die bezügliche Momentenfläche $M_b = P v$ zeigt Fig. 4b.

Stellung II. Hier wirkt, vom Schwungradgewicht und den Riemenspannungen herrührend, wie in Stellung I, $G' = 1200$ kg in der wagerechten und $G'' = 2200$ kg in der lotrechten Ebene. Der Kurbelzapfendruck $P = 7600$ kg (Fig. 3) läßt sich durch eine wagerechte Komponente $P' = 7500$ kg und eine lotrechte Komponente $P'' = 1150$ kg ersetzen. Mit den genannten vier Kräften ergeben sich nach Aufzeichnung der Kräftepläne (Fig. 5a) in den zugehörigen Seilpolygonen (Fig. 5) die Biegungsmomentenflächen M_b' und M_b'' der Welle in der wagerechten und in der lotrechten Ebene. Durch Vereinigung beider Flächen erhält man die in Fig. 5 durch schräg schraffierte Linien angedeutete resultierende Biegungsmomentenfläche M_b; diese ist noch mit der Drehmomentenfläche $M_d = T r$ zu vereinigen, um die durch

lotrecht schraffierte Linien angegebene ideelle Biegungsmomentenfläche $M_i = 0{,}35\ M_b + 0{,}65\ \sqrt{(M_b)^2 + (M_d)^2}$ zu erhalten. (Es ist $T =$ 6400 kg die nach Fig. 3 durch Zerlegung des Kurbelzapfendruckes $P = 7600$ kg erhaltene Schubkraft; die Normalkraft ist $D = 4100$ kg.)

Die Lagerdrücke sind in den bezüglichen Kräfteplänen wieder mit R_1', R_2' bezw. mit R_1'', R_2'' bezeichnet.

Auf den Kurbelarm wirken das biegende Moment $M_b' = T\,r =$ $6400 \cdot 30$ und das Drehmoment $M_d = T\,v = 6400 \cdot 11$, die, beide vereinigt, die ideelle Biegungsmomentenfläche M_i (Fig. 5b) liefern. (Die Einwirkungen des biegenden Momentes $M_b'' = D\,v$, ferner der Normalkraft D und der Schubkraft T auf den Kurbelarm können vernachlässigt werden.)

Stellung III. Durch Zerlegung des hier wirkenden Kurbelzapfendruckes $P = 4450$ kg, sowie ferner der vom Schwungradgewicht und den Riemenspannungen herrührenden Resultante G ergeben sich $P' = 4350$ und $G' = 1200$ kg bezw. $P'' = 870$ und $G'' = 2200$ kg als wagerechte bezw. lotrechte Komponenten. Dieselben liefern nach Aufzeichnung der bezüglichen Kräftepläne (Fig. 6a) die Biegungsmomentenflächen M_b' und M_b'' (Fig. 6) und nach Vereinigung die durch schräg schraffierte Linien angegebene resultierende Biegungsmomentenfläche M_b. Diese ist mit der Drehmomentenfläche $M_d = P\,r = 4450 \cdot 30$ zu vereinigen, womit sich die ideelle Biegungsmomentenfläche M_i ergibt, die wieder durch lotrecht schraffierte Linien angegeben ist.

Auf den Kurbelarm wirken $M_b = P\,r = 4450 \cdot 30$ und $M_d = P\,v =$ $4450 \cdot 11$, deren Vereinigung die ideelle Biegungsmomentenfläche M_i (Fig. 6b) liefert.

Legt man die für die Welle erhaltenen ideellen Biegungsmomentenflächen der Kurbelstellungen I, II und III übereinander (Fig. 7), so läßt sich aus den Ordinaten der so gewonnenen Fläche die theoretische Form der Kurbelwelle für eine angenommene Beanspruchung $k_b =$ 500 kg/qcm berechnen. Es ist z. B. für die größte Ordinate $y = 1{,}9$ cm dieser Fläche

$1{,}9 \cdot 150\,000 = 0{,}1\ d^3\ 500$ (1 : 150 000 ist der Momentenmaßstab);

hieraus folgt

$$d = 17{,}9 \text{ cm} \sim 180 \text{ mm}.$$

Durch entsprechende Umgrenzung der theoretischen Wellenform ergeben sich schließlich die Abmessungen der Kurbelwelle (Fig. 8).

Bei dem Kurbelarm wird max M_i (Fig. 5b) der Berechnung des Querschnittes der zunächst nach freiem Ermessen aufgezeichneten Kurbel zu Grunde gelegt (vergl. unter „Kurbeln“, S. 283).

Die zeichnerische Ermittelung der Abmessungen der zu einer liegenden Auspuff-Dampfmaschine von 230 mm Cyld.-Dchm. und 400 mm Hub gehörigen einfach gekröpften Kurbelwelle ist auf Tafel II für die Stellungen I und II (Fig. 2) der Kurbelkröpfung durchgeführt. Die anfängliche Dampfspannung beträgt 6 kg/qcm, die minutliche Umdrehungszahl 120. Das gleichzeitig als Riemenscheibe dienende Schwungrad von 1,9 m Durchmesser wiegt 600 kg.

Stellung I. Die von dem Schwungradgewicht und den Riemenspannungen herrührende Resultante G (Fig. 2) kann durch eine wagerechte und lotrechte Komponente $G' = 290$ kg bezw. $G'' = 460$ kg ersetzt werden. In der wagerechten Ebene wirkt ferner die Kolbenkraft

$P = 2000$ kg. Die diesen drei Kräften entsprechende resultierende Biegungsmomentenfläche der Welle und des Kurbelzapfens ist in Fig. 3 durch schräg schraffierte Linien dargestellt. Es wirkt aber noch der Stützendruck R_2'' (Fig. 3a) an dem Hebelarm $r = 20$ cm der Kröpfung auf Verdrehung des Kurbelzapfens. (Man hat sich dazu R_2'' in A senkrecht zur Bildebene zu denken.) Das von diesem Stützendruck herrührende Drehmoment liefert mit dem resultierenden Biegungsmoment das in Fig. 3 durch lotrecht schraffierte Linien angegebene ideelle Moment des Kurbelzapfens.

Der Kurbelarm CD wird ebenfalls durch den in A wirkenden Stützendruck R_2'' beansprucht. Denkt man sich im Fußpunkte des von der Lagerstelle A auf die Richtung des Armes CD gefällten Lotes AA_1 zwei gleich große, entgegengesetzt gerichtete Kräfte R_2'' angreifend, so ist ersichtlich, daß der Arm durch das Kräftepaar $R_2''\,AA_1$ auf Verdrehung und durch die Einzelkraft R_2'' am Hebelarm A_1D auf Biegung beansprucht wird. Die der Kraft R_2'' entsprechende Drehungs- und Biegungsmomentenfläche ist in Fig. 3 eingetragen. Der Kurbelarm CD wird ferner durch die in der Bildebene wirkende Stützkraft R_2' beansprucht. Zerlegt man dieselbe in eine in Richtung des Kurbelarmes fallende und in eine hierzu senkrechte Komponente Y' bezw. X', so kann der Einfluß der ersteren auf den Kurbelarm vernachlässigt werden. Es bleibt die Kraft X', die, am Hebelarm mD wirkend, den Kurbelarm auf Biegung beansprucht. Die in Fig. 3 eingetragene bezügliche Biegungsmomentenfläche ergibt sich mittels der Hilfsfigur 3b. Vereinigt man in Fig. 3 die von R_2'' und R_2' herrührenden beiden Biegungsmomentenflächen mit der von R_2'' herrührenden Drehmomentenfläche, so erhält man die durch lotrecht schraffierte Linien angegebene ideelle Biegungsmomentenfläche für den Kurbelarm CD.

Der Kurbelarm EF wird in ähnlicher Weise durch ein Kräftepaar $R_2''\,AA_2$ (Fig. 1 und 1a) auf Verdrehung, durch die Einzelkraft R_2'' am Hebelarm A_2F und durch die senkrecht zur Armrichtung stehende Komponente X' der Stützkraft R_2' auf Biegung beansprucht; hierzu kommt noch ein von der bei J angreifenden Kolbenkraft P herrührendes biegendes Moment — es ist zu dem Zwecke P in eine in Richtung des Kurbelarmes fallende und in eine hierzu senkrechte Komponente zu zerlegen —, welches entgegengesetzt dem von der Stützkraft R_2' herrührenden Momente wirkt. Der Unterschied beider bezüglichen Biegungsmomentenflächen führt zu einer Fläche, die noch mit der von R_2'' herrührenden Biegungsmomentenfläche zu vereinigen ist, um die resultierende Biegungsmomentenfläche zu erhalten; diese, mit der Drehmomentenfläche vereinigt, liefert die in Fig. 3 durch lotrecht schraffierte Linien angegebene ideelle Biegungsmomentenfläche für den Kurbelarm EF.

Stellung II. Um die ideelle Biegungsmomentenfläche für die Welle, den Kurbelzapfen und die Kurbelarme zu erhalten, ist in derselben Weise zu verfahren wie vordem. Es wirken hier bei J (Fig. 1), von dem Kurbelzapfendruck $P = 1830$ kg herrührend, $P' = 1800$ kg in der wagerechten und $P'' = 360$ kg in der lotrechten Ebene, ferner bei S, von den Riemenspannungen und dem Schwungradgewicht herrührend, wie vordem $G' = 290$ kg in der wagerechten und $G'' = 460$ kg in der lotrechten Ebene — beide Kräfte entgegengesetzt gerichtet den Kräften P' und P'' in der bezüglichen Ebene.

Die resultierende Biegungsmomentenfläche der Welle und des Kurbelzapfens ist in Fig. 4 durch schräg schraffierte Linien dargestellt; sie liefert mit der Drehmomentenfläche $M_d = 1800 \cdot 20$ die durch lotrechte Linien schraffierte ideelle Biegungsmomentenfläche der Welle bezw. mit der vom Stützendruck R_2' (Fig. 4 a) herrührenden Drehmomentenfläche $M_d = R_2' r = 960 \cdot 20$ die ebenfalls durch lotrechte Linien schraffierte ideelle Biegungsmomentenfläche des Kurbelzapfens.

Der Kurbelarm CD wird durch das Kräftepaar $R_2' A A_1$ auf Verdrehung, durch die Einzelkraft R_2' am Hebelarme $A_1 D$ und ferner durch die zu seiner Richtung senkrechte, am Hebelarm $m D$ wirkende Komponente X'' der Stützkraft R_2'' auf Biegung beansprucht. Die bezüglichen Momentenflächen ergeben sich mittels der Hilfsfigur 4 b; sie liefern nach erfolgter Vereinigung die in Fig. 4 durch lotrecht schraffierte Linien angegebene ideelle Biegungsmomentenfläche des Kurbelarmes CD.

Der Kurbelarm EF wird durch die Kräftepaare $R_2' A A_2$ und $P' J J_1$, die entgegengesetzt zueinander wirken, auf Verdrehung und durch die Einzelkräfte R_2' und P', die, ebenfalls entgegengesetzt zueinander an den Hebelarmen $A_2 F$ und $J_1 F$ wirken, auf Biegung beansprucht; hierzu kommen noch Biegungsbeanspruchungen durch die senkrecht zur Armrichtung stehenden Komponenten X'' und K (Fig. 1 a) der Stützkraft R_2'' bezw. der vom Kurbelzapfendruck herrührenden lotrechten Komponente P'', die ebenfalls entgegengesetzt zueinander gerichtet sind. Durch Vereinigung der Biegungs- und Drehmomentenflächen erhält man die in Fig. 4 durch lotrecht schraffierte Linien angegebene ideelle Biegungsmomentenfläche des Kurbelarmes EF.

In Fig. 5 sind die den Stellungen I und II der Kurbelkröpfung entsprechenden ideellen Biegungsmomentenflächen (Fig. 3 und 4) übereinander gelegt und mittels der Ordinaten der so gewonnenen Fläche die Abmessungen der Kurbelwelle (Fig. 6) für eine angenommene Beanspruchung von 600 kg/qcm berechnet.

Tafel III gibt in Fig. 1 die schematische Darstellung der in fünf Lagern — A, B, C, D, E — geführten, doppelt gekröpften Kurbelwelle einer stehenden Kondensations-Verbunddampfmaschine von 320 bezw. 510 mm Cyld.-Dchm. und 500 mm Hub, die mit 8 kg/qcm Eintrittspannung, einer Gesamtfüllung von 0,06 (Fig. 2) und 150 minutlichen Umdrehungen eine Leistung von ~ 100 PS_n entwickelt.

Die Abmessungen der Welle sollen wiederum auf zeichnerischem Wege für die Stellungen I und II derselben (Fig. 4 a und 4 b) ermittelt werden.

Es sind zunächst die sog. Festpunkte der als kontinuierlicher Balken mit vier Öffnungen zu betrachtenden Welle zu bestimmen.

Fig. 3 zeigt, wie dieselben gefunden werden. Zunächst zeichnet man in sämtlichen Öffnungen die Drittel- und die verschränkten Drittellinien. Dann zieht man von A aus in beliebiger Richtung die Linie AMN, hierauf die Linie MBR und NR, so erhält man den Festpunkt J_1. Von J_1 ausgehend wiederholt man die Zeichnung und findet J_2, hierauf in gleicher Weise J_3. In umgekehrter Richtung vorgehend findet man die Festpunkte K_1, K_2 und K_3. Die durch die J- und K-Punkte gelegten Festlinien dienen zur Ermittelung der Biegungsmomentenflächen der Welle.

Stellung I. Hier wirken am Punkte S (Fig. 3) der Welle die Komponenten der vom Schwungradgewicht und den Riemenspannungen herrührenden Resultante G (Fig. 5), nämlich $G' = 2750$ kg in der lotrechten und $G'' = 800$ kg in der wagerechten Ebene, ferner an den Punkten Q und O der Welle die vom Niederdruck- und Hochdruckkolben herrührenden Schubstangenkräfte $N = 1635$ kg und $H = 5500$ kg (Fig. 4 a). Die Kraft N kann durch eine lotrechte und eine wagerechte Komponente $N' = 1600$ kg bezw. $N'' = 330$ kg ersetzt werden. Die Kraft H wirkt in der lotrechten Ebene. Nun ermittelt man, nach Aufzeichnung der Kräftepläne (Fig. 6 a und 7 a), das den lotrechten bezw. wagerechten Kräften entsprechende Seilpolygon jeder Öffnung (Fig. 6 und 7), womit sich — indem man die zu jeder Kraft gehörigen Abschnitte mit dem Zirkel summiert — nach dem in Fig. 6 angedeuteten Verfahren die lotrechte bezw. wagerechte Biegungsmomentenfläche und die Größe der Stützenmomente ergibt. Aus den letzteren sind in Fig. 6 b und 7 b die bezüglichen Stützendrucke A', B', C', D', E' bezw. A'', B'', C'', D'' und E'' abgeleitet. Letztere dienen, wie auch die Komponenten der Schubstangenkräfte, in bekannter Weise zur Ermittelung der Beanspruchung in den Armen der Hochdruck- und Mitteldruckkurbel.

Die beiden Biegungsmomentenflächen (Fig. 6 und 7) sind in Fig. 8 mit den Drehmomentenflächen des Kurbelzapfens der Welle zur ideellen Biegungsmomentenfläche vereinigt.

Es ist der linke Arm der Hochdruckkurbel (Fig. 8 a) (mit Benutzung der in Fig. 1 eingetragenen Bezeichnungen) beansprucht durch $M_b' = A' a_1$ und $M_b'' = A'' r$, ferner durch $M_d = A'' a_1$, der rechte Arm dieser Kurbel durch $M_b' = H h_1 + A' a_2$ und $M_b'' = A'' r$, ferner durch $M_d = A'' a_2$. (M_d und M_b'' sind im vorliegenden Falle unbedeutend und können vernachlässigt werden.)

Der linke Arm der Niederdruckkurbel (Fig. 8 b) wird beansprucht durch

$$M_b'' = A' r + H r + B' r + C' r$$

und durch

$$M_b' = A'' a_3 + B'' b_1 + C'' c_1,$$

ferner durch das Drehmoment

$$M_d = A' a_3 + H h_2 + B' b_1 + C' c_1;$$

der rechte Arm dieser Kurbel durch

$$M_b'' = A' r + H r + B' r + C' r + N' r$$

und durch

$$M_b' = A'' a_4 + B'' b_2 + C'' c_2 + N'' n_1,$$

ferner durch das Drehmoment

$$M_d = A' a_4 + H h_3 + B' b_2 + C' c_2 + N' n_1.$$

Die den Kurbelarmen entsprechenden Biegungsmomente sind übrigens in Fig. 6 und 7 durch stärker gestrichelte Linien hervorgehoben; sie lassen sich ohne weiteres abgreifen bezw. sind sie aus Fig. 6 b und 7 b zu entnehmen, wobei selbstverständlich der durch Pfeile angegebene Sinn der betreffenden Kräfte bei der algebraischen Summation der Momente zu berücksichtigen ist.

Stellung II. Hier wirken wieder am Punkte S der Welle $G' = 2750$ kg in der lotrechten und $G'' = 800$ kg in der wagerechten

Ebene, ferner an den Punkten Q und O der Welle die vom Niederdruck- und Hochdruckkolben herrührenden Schubstangenkräfte $N =$ 1010 kg und $H = 5050$ kg (Fig. 4b); dieselben lassen sich je in eine lotrechte und wagerechte Komponente $N' = 1000$ kg und $N'' = 130$ kg bezw. $H' = 5000$ kg und $H'' = 800$ kg zerlegen. Nach Aufzeichnung der Kräftepläne (Fig. 9a und 10a) ergeben sich die zugehörigen Biegungsmomentenflächen (Fig. 9 und 10) genau wie vordem. Die aus den letzteren abgeleiteten Stützendrücke sind aus Fig. 9b und 10b zu entnehmen.

Die Beanspruchung der Kurbelarme ist aus Fig. 11a und 11b ersichtlich. Die Größe der betreffenden Momente ergibt sich wieder aus den durch stärker gestrichelte Linien der zugehörigen Biegungsmomentenflächen (Fig. 9 und 10) hervorgehobenen Ordinaten, die aber hier noch in Richtung des betreffenden Kurbelarmes und senkrecht dazu zerlegt werden müssen, bezw. aus Fig. 9b und 10b, nach Zerlegung der in Betracht kommenden Kräfte in gleicher Weise.

(Zweckmäßiger dürfte in Hinsicht auf die Kurbelarme sein, die Schubstangenkräfte schon von vornherein nicht in lotrechte und wagerechte Komponenten, sondern in senkrecht zur Richtung der Kurbelarme und in die Richtung der letzteren fallende Tangential- bezw. Normalkräfte zu zerlegen.)

In Fig. 11 sind die beiden Biegungsmomentenflächen (Fig. 9 und 10, mit den Drehmomentenflächen des Kurbelzapfens und der Welle zur ideellen Biegungsmomentenfläche vereinigt.

Die den beiden Kurbelstellungen I und II der Welle entsprechenden ideellen Biegungsmomentenflächen sind in Fig. 12 übereinander gelegt; die Ordinaten dieser Flächen ergeben für eine angenommene Beanspruchung $k_b = 500$ kg/qcm die Abmessungen der in Fig. 13 dargestellten Kurbelwelle.

D. Excenter und deren Stangen.

Das Excenter (Fig. 258) bildet einen auf den Durchmesser der Welle excentrisch ausgebohrten Zapfen — die Excenterscheibe — mit darüber greifendem Bügel.

Der Durchmesser d der Excenterscheibe ist bestimmt durch

$$d = 2(\rho + 0{,}5\,D + s + x) = 2\,\rho + D + 2\,s + 2\,x, \quad . \; . \quad \mathbf{40}$$

worin bedeutet

ρ die Excentricität in cm,
D den Durchmesser der Welle in cm,
s die kleinste Nabenstärke des Excenters in cm,
x die Stärke des äußeren Randes in cm.

Ist D_0 die Wellenstärke (in cm), die dem Drehmomente entspricht, das die Bewegung des Excenters erfordert, so kann nach C. v. Bach für gußeiserne Excenter gesetzt werden

$$s = 0{,}2\,(D_0 + 0{,}5\,D) + 0{,}5 \text{ bis } 0{,}25\,(D_0 + 0{,}5\,D) + 0{,}5 \text{ cm}.$$

Excenter aus Flußeisen oder Stahl erhalten eine um 20 bis 30% geringere Nabenstärke s.

Die Größe l (in cm), d h. die Länge des Zapfens, an dessen Stelle das Excenter getreten ist, muß bei mittleren Verhältnissen der Beziehung

$$l \geqq \frac{P_m n}{w}$$

genügen (vergl. Gl. 31, S. 192).

Darin bedeutet

P_m den in der Mittelebene des Excenters wirkenden mittleren Druck in kg,

n die minutliche Umdrehungszahl des Excenters,

w eine Erfahrungszahl, für welche gesetzt werden kann

$w = 10000$, für Flußeisen oder Stahl (Bügelmaterial) auf Gußeisen (Excentermaterial),

$w = 20000$, für Weißmetall (Futter der Excenterbügel) auf Gußeisen,

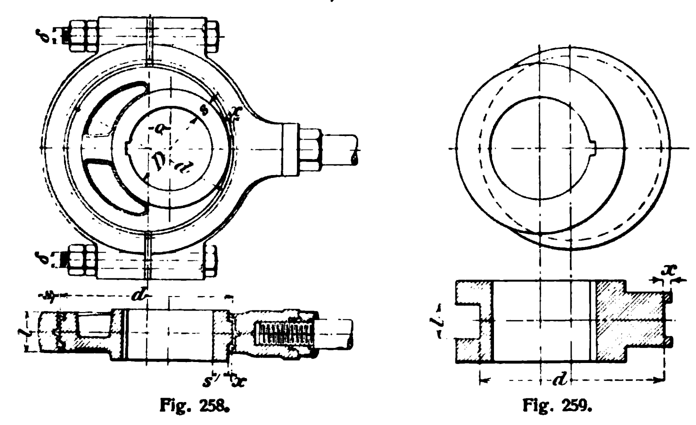


Fig. 258. Fig. 259.

entsprechend zulässigen Werten der (specifischen) Reibungsarbeit A_s in mkg/sek auf 1 qcm Zapfenprojektion von 0,33 bezw. 0,66 und einem Reibungskoeffizient $\mu \backsim \frac{1}{20}$.

Sind die Excenter starkem Luftzuge ausgesetzt, wie z. B. bei Lokomotiven, so kann w höher gewählt werden als für gewöhnliche Fälle.

Für die Größe x in Gl. 40 kann $\frac{D_0}{16} + 0{,}5$ bis $\frac{D_0}{10} + 0{,}5$ cm gesetzt werden.

Wirkt P_m nicht in der Mittelebene des Excenters, so ist x entsprechend stärker zu wählen.

Damit der Durchmesser d des Excenters möglichst klein ausfällt, wird dasselbe mit seitlichen Naben versehen (Fig. 259,) zuweilen auch mit der Welle aus einem Stück geschmiedet.

Excenterscheiben auf gekröpften Wellen (bei Zweicylindermaschinen, oder wenn die Welle an der Stelle, wo das Excenter sitzt, schwächer ist) macht man **zweiteilig** (Fig. 260, 261 und 262). Zur Verbindung beider Hälften dienen Kopfschrauben mit Stiftsicherung (Fig. 262 oder

Schraubenbolzen mit Querkeilen (Fig. 260); an Stelle der letzteren finden zuweilen auch Schraubenmuttern Verwendung (Fig. 261).

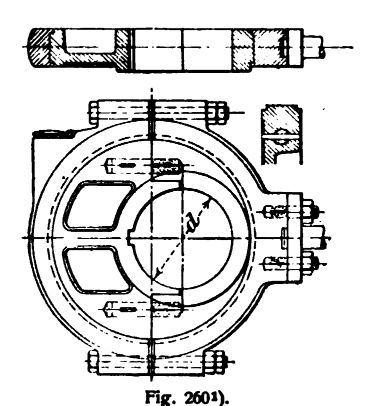


Fig. 260[1]).

Nutenkeile für die Befestigung der Excenter auf ihren Wellen erhalten eine

Breite $b = 0{,}5\, l$,
Höhe $h = 0{,}25\, l$.

Mit Rücksicht auf gerades Aufkeilen sind lange Naben zu empfehlen.

Um Excenter innerhalb gewisser Grenzen verstellen zu können, verwendet G. Kuhn in Stuttgart-Berg eine gezahnte Feder, die, wie Fig. 261 erkennen läßt, mittels Stellschraube s gegen ein in die Welle eingelassenes Zahnsegment h gepreßt wird. Bei einer beabsichtigten Verdrehung des Excenters nach links oder nach rechts wird die verzahnte Feder durch die Schraube gehoben.

Die aus Flußeisen (Stahl) oder Gußeisen gefertigten Excenterbügel (Excenterringe) sind zumeist als offene geteilte Köpfe mit Flanschen für die durchgehenden Verbindungsschrauben ausgeführt.

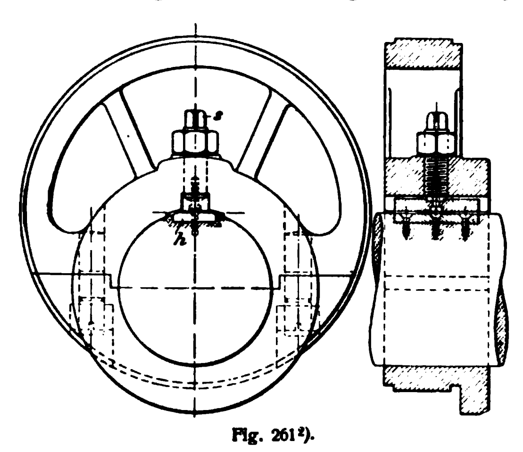


Fig. 261[2]).

Damit die Reibungsverluste der Excenter möglichst gering ausfallen und ein Heißlaufen derselben verhütet wird, erhalten flußeiserne Bügel ein Lagerfutter aus Rotguß oder aus Weißmetall; auch gußeiserne Bügel werden, sofern $P_m\, n$ groß ausfällt, mit einem Weißmetallfutter versehen.

[1]) Haeder, Dampfmaschinen.
[2]) C. v. Bach, Die Maschinenelemente.

Zuweilen erhalten die Excenter, um gegen Abweichungen der Welle von ihrer richtigen Lage unempfindlicher zu werden, kugelförmige Laufflächen.

Die Verbindung der Excenterbügel mit den Excenterstangen erfolgt durch Flanschen und Schrauben (Fig. 260), oder durch eine Hülse mit Querkeil (Fig. 262); auch werden runde Excenterstangen mit einem Gewinde versehen und in die Bügelhülse oder in eine Rotgußbüchse derselben eingeschraubt, außerdem durch eine vorliegende Schraubenmutter gegen Drehung gesichert (Fig. 258).

Bei Kulissensteuerungen wird die Excenterstange mit der einen Bügelhälfte häufig in einem Stück geschmiedet.

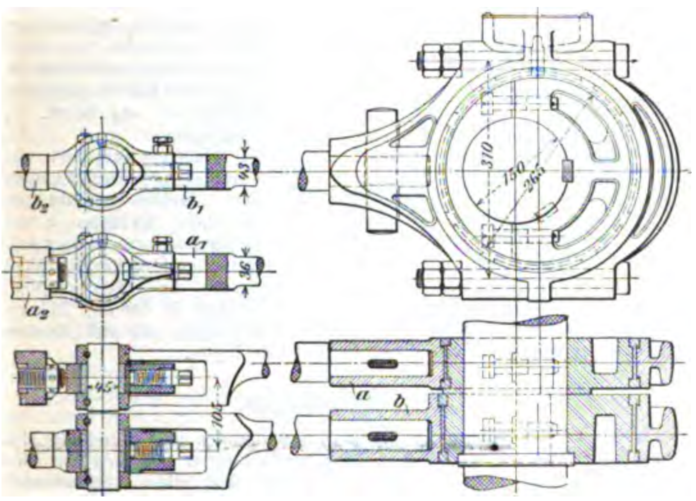


Fig. 262.

Für die Berechnung der Bügelstärke s_1 kann unter Bezugnahme auf Fig. 258 gesetzt werden

$$\frac{P_m}{2}\left(\frac{d}{2}-\frac{D}{4}\right)=\frac{l\,s_1^2}{6}\,k_b,$$

wenn P_m die mittlere Stangenkraft und k_b die Biegungsbeanspruchung des Bügelmaterials (für Flußeisen $k_b = 300$, für Gußeisen $k_b = 150$ kg/qcm) bedeutet.

Der äußere Durchmesser δ der Bügelschrauben ergibt sich aus

$$\frac{P_m}{2} = 600\,\delta^2 \text{ bis } 800\,\delta^2.$$

Die Excenterstangen haben entweder rechteckigen oder runden Querschnitt. Die Abmessungen desselben sind mit Rücksicht auf die Beanspruchung nach den Regeln der Festigkeitslehre zu bestimmen.

Fig. 262 zeigt die zu einer liegenden Dampfmaschine von 300 mm Cyld.-Dchm. und 600 mm Hub mit Doppelschiebersteuerung gehörigen

beiden Excenter, Excenterstangen u. s. w. nach der Ausführung von Gebr. Sulzer in Winterthur.

Das Expansionsexcenter a hat 36 mm, das Verteilungsexcenter b 32 mm Excentricität; in ihren Hülsen sind die zugehörigen Stangen a_1 bezw. b_1 mittels Querkeiles befestigt. Die Excenterscheiben sind zweiteilig und durch je zwei Kopfschrauben mit Stiftsicherung miteinander verbunden. Die gegabelten Enden der Excenterstangen tragen mittels eingelassener Schraubenbolzen befestigte Zapfen, die in nachstellbaren Lagern der Schieberstangenführungen a_2 bezw. b_2 schwingen.

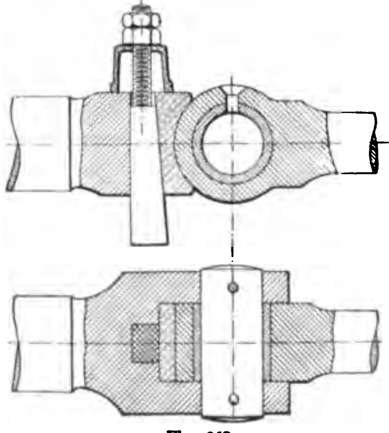


Fig. 263.

Häufig werden zur Vermeidung toten Ganges der Gelenkverbindungen zwischen Excenter- und Schieberstange die hier auftretenden Druckkräfte nicht durch die Gelenkzapfen, sondern in der Fig. 263 ersichtlichen Weise durch die Gelenkköpfe übertragen, die sich zu dem Zwecke gegen eine nachstellbare Lagerschale legen.

E. Schubstangen.

Die zur Verbindung von Zapfen umlaufender und geradlinig sich bewegender Maschinenteile dienenden Schubstangen bestehen aus den die ersteren umschließenden Köpfen und dem diese verbindenden Schaft. Zuweilen ist das eine Ende der Schubstange gegabelt und trägt in diesem Falle auch den Zapfen.

a) Schaft der Schubstangen.

Derselbe wird vorzugsweise auf Zug bezw. auf Druck oder Knickung durch die Stangenkraft beansprucht. Den vom Eigengewichte und vom Trägheitsvermögen der Stange herrührenden Biegungsbeanspruchungen wird zumeist durch entsprechende Wahl des Sicherheitsgrades gegen Knicken Rechnung getragen.

Es bezeichne

P den größten Wert der Stangenkraft in kg,
l die Länge der Stange von Mitte bis Mitte Zapfen in cm,
J das kleinste Trägheitsmoment des Stangenquerschnittes in der Mitte in cm^4,
E den Elasticitätsmodul des Stangenmaterials in kg/qcm,
$\mathfrak{S}$ den Sicherheitsgrad gegen Knicken,
r den Kurbelhalbmesser in cm,
n die minutliche Umdrehungszahl.

Für die Beanspruchung auf **Knickung** gilt allgemein (vergl. S. 55)

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} \frac{EJ}{l^2} \quad \text{. . . . .} \quad \mathbf{41}$$

1. Stangen für kleine und mittlere Geschwindigkeiten.

Bei normalen Schubstangen der **Dampfmaschinen** mit **mittleren Kolbengeschwindigkeiten** von etwa 1,5 bis 2 m/sek kann für **kreisförmigen Querschnitt** (d_m = Durchmesser in der Mitte) $\mathfrak{S} = 25$ gesetzt werden.

Damit ergibt sich, sofern noch $E = 2000000$ kg/qcm, aus Gl. 41

$$P = \frac{\pi^2}{25} \frac{\frac{d_m^4}{20}}{l^2} 2000000 \sim 40000 \frac{d_m^4}{l^2}.$$

Bei **Verbrennungsmotoren** nimmt man — sofern als größte Belastung P der Verpuffungsdruck in Rechnung gestellt wird — $\mathfrak{S} \leq 20$.

Nach dem Kurbelzapfen hin nimmt der Stangendurchmesser bis $0,8\,d_m$, nach dem Kreuzkopfzapfen bezw. Kolbenbolzen hin bis $0,7\,d_m$ ab. Bei großem Kurbelzapfen (z. B. bei gekröpften Wellen) läßt man den Querschnitt nach dem Kurbelzapfen hin wachsen (im Verhältnis bis 1 : 1,3), oder man hilft sich durch Abflachung.

Bei sehr **langsam gehenden** Maschinen empfiehlt sich, $\mathfrak{S}$ bis 33 zu wählen; bei **stoßweisem** Wechsel der Richtung von P, wie es z. B. bei Pumpen möglich ist, soll $\mathfrak{S}$ etwa 40 bis 60 und mehr betragen.

Ist der Querschnitt der Stange **kreisringförmig** (äußerer Durchmesser D cm und innerer Durchmesser d cm), so ist $J = \frac{D^4 - d^4}{20}$ in Gl. 41 einzusetzen.

Für Stangen mit **rechteckigem Querschnitte** (Breite b cm und Höhe $h = 1,75\,b$ bis $2\,b$ cm in der Mitte) ist

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} E \frac{b^3 h}{12\,l^2},$$

woraus mit $\mathfrak{S} = 15$, $h = 1,8\,b$ und $E = 2000000$ kg/qcm

$$P = 200000 \frac{b^4}{l^2} \text{ für Schmiedeisen}$$

und mit $\mathfrak{S} = 15$, $h = 1,5\,b$, $E = 120000$ kg/qcm

$$P = 10000 \frac{b^4}{l^2} \text{ für Holz.}$$

Die Höhe der Stange an den Köpfen kann $1,2\,h$ bezw. $0,8\,h$ gewählt werden; die Breite b bleibt konstant.

2. Stangen für große Geschwindigkeiten.

Derartige Stangen werden mit Rücksicht auf die störenden Bewegungen infolge abwechselnder Beschleunigung und Verzögerung der hin und her gehenden Massen möglichst leicht hergestellt. Der Umstand, daß bei raschem Wechsel von Zug und Druck sich Formänderungen nicht ausbilden können, unterstützt diese Bestrebungen um so mehr, je schneller der Gang ist.

Unter Voraussetzung **rechteckigen** Querschnittes von der Breite b und der Höhe h cm ergibt sich bei $\mathfrak{S} = {}^{20}/_{3}$ bis ${}^{10}/_{3}$, $h = 2\,b$, $E = 2\,000\,000$ kg/qcm

$$P = 500\,000\,\frac{b^4}{l^2} \text{ bis } 1\,000\,000\,\frac{b^4}{l^2}.$$

Zur Erzielung eines möglichst geringen Gewichtes erhalten die Stangen durch seitliches Aushobeln auch wohl T-förmigen Querschnitt.

Damit die von der Zugwirkung und dem Trägheitsvermögen der Stange herrührenden Normalspannungen die zulässige Biegungsbeanspruchung des Stangenmaterials nicht überschreiten, ist festzuhalten, daß

$$\frac{P}{b\,h} + \frac{1}{30}\left(\frac{n}{1000}\right)^2 \frac{l^2 r}{h} \gtreqless k_b,$$

worin bei gewöhnlichem Schweiß- oder Flußeisen $k_b = 300$, bei vorzüglichem Schweiß- oder Flußeisen $k_b = 400$, bei gutem Flußstahl $k_b = 500$ kg/qcm zu setzen ist.

b) Köpfe der Schubstangen.

Je nach der äußeren Form unterscheidet man **offene** und **geschlossene** Schubstangenköpfe. Die von ihnen umschlossenen Lagerschalen sind mit **Nachstellvorrichtungen** zu versehen, derart, daß die Stangenlänge von Mitte zu Mitte Zapfen möglichst unverändert bleibt. Diese Bedingung wird erfüllt, wenn die Nachstellung des einen Lagers eine Verlängerung, diejenige des anderen dagegen eine Verkürzung der Stangenlänge zur Folge hat. Das erstere tritt ein durch Nachstellen der inneren, das letztere durch Nachstellen der äußeren Schale (s. Fig. 267).

Für die Abmessungen der Köpfe sind Festigkeitsrücksichten maßgebend, — plötzliche Querschnitts- und Formänderungen sind zu vermeiden.

Fig. 264 zeigt die **Schubstange einer stehenden Dampfmaschine** mit **offenem** Kurbelzapfenkopf (sog. Schiffskopf), wie sie vielfach ausgeführt wird. Die Befestigung des Lagerdeckels geschieht durch Schraubenbolzen mit Pennscher Sicherung; sie haben, damit die stärkste Beanspruchung nicht im Gewinde auftritt, am glatten Teile etwas weniger Querschnitt als der Kerndurchmesser. Die Bolzen dienen auch gleichzeitig zur Nachstellung der mit Weißmetall ausgefütterten gußeisernen Lagerschalen. Die Schraubenmuttern befinden sich behufs leichter Zugänglichkeit am inneren Ende des Stangenkopfes. Die aus einem möglichst zähen Material herzustellenden Schraubenbolzen werden je durch ${}^1/_2\,P$ auf Zug beansprucht (k_z soll höchstens 600 kg/qcm betragen). Das andere, gabelförmig ausgebildete Stangenende trägt den Kreuzkopfzapfen.

Durchmesser und Länge der Zapfen sind unter Zugrundelegung der Stangenkraft P zu berechnen (s. S. 190 u. ff.).

Für die **Deckelstärke** s_1 gilt mit $k_b = 600$ kg/qcm (für Schweißeisen)

$$\frac{P}{2}\,x = \frac{b\,s^2}{6}\,k_b.$$

Der gegabelte Stangenkopf wird, nachdem die Schaftstärke d_m ermittelt worden ist, nach freiem Ermessen aufgezeichnet, d. h. es werden Breiten und Stärken angenommen und diese alsdann auf ihre Zulässigkeit geprüft.

Die **Beanspruchung im Querschnitte** AB erfolgt je durch die abwechselnd als Zug und als Druck auftretende Kraft $^1/_2 P$ und durch das Biegungsmoment $\frac{P}{2}\left(\frac{a}{2} - z\right)$, worin z den Schwerpunktsabstand des Querschnittes bedeutet. Zur Vereinfachung der Rechnung kann die Form des Querschnittes durch ein Rechteck ersetzt werden.

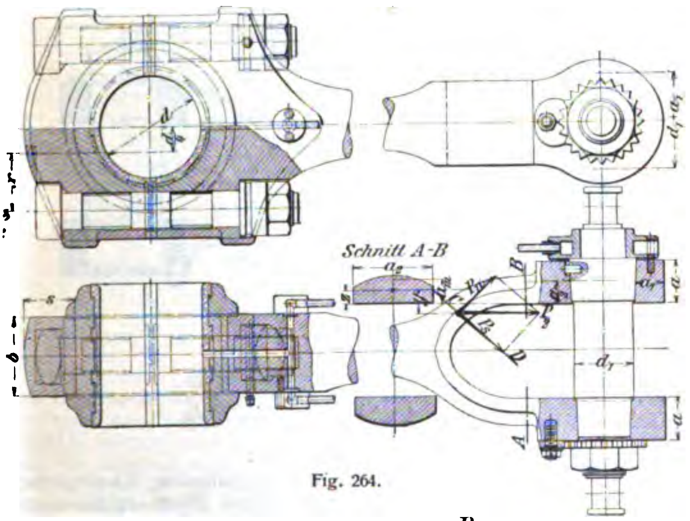


Fig. 264.

Es findet sich dann die von der Kraft $\frac{P}{2}$ herrührende Normalspannung, wenn a_m die mittlere Höhe des rechteckigen Querschnittes bedeutet,

$$\sigma_1 = \frac{\frac{P}{2}}{a_2\, a_m}$$

und die von dem Biegungsmomente herrührende größte Spannung

$$\sigma_2 = \frac{\frac{P}{2}\left(\frac{a}{2} - \frac{a_m}{2}\right)}{\frac{a_2\, a_m^2}{6}},$$

also die **größte Gesamtspannung** $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$; dieselbe kann für Schweißeisen, mit Rücksicht auf den Wechsel der Spannungsrichtung, $\sigma \leqq 300$ kg/qcm gewählt werden.

Der **Querschnitt** CD wird beansprucht durch die zu vernachlässigende Schubkraft P_s, die Normalkraft P_n und das Biegungsmoment $^1/_2 Py$.

Die in gleicher Weise wie vordem ermittelte größte Gesamtspannung σ soll auch hier 300 kg/qcm nicht überschreiten.

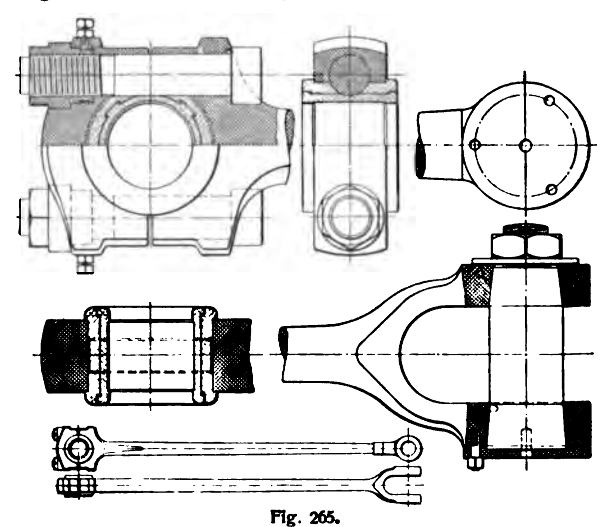


Fig. 265.

Die geringste Wandstärke a_1 folgt aus

$$\frac{P}{2} \frac{d_1 + a_1}{8} = \frac{a\, a_1^2}{6} k_b,$$

worin $k_b \leq 600$ kg/qcm gesetzt werden kann.

Der noch mit Außenzapfen für die angreifenden Schwinghebel einer Luftpumpe versehene Kreuzkopfzapfen ist mit seinen kegelförmigen Enden in das gegabelte Stangenende sauber eingeschliffen und durch eine Mutter mit gezähnter Scheibe, in die ein Legschlüssel eingreift, befestigt.

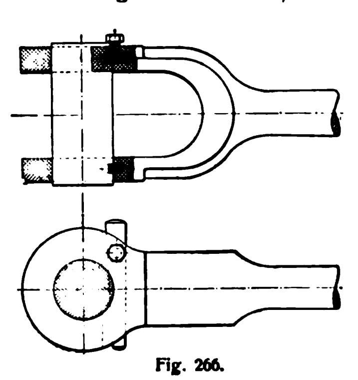


Fig. 266.

Fig. 265 zeigt eine Schubstange mit offenem Kurbelzapfenkopf für liegende Dampfmaschinen nach Ausführung von Gebr. Sulzer in Winterthur. Die bronzenen Lagerschalen sind mit Weißmetall ausgegossen. Das Nachziehen der äußeren Schale erfolgt durch Schrauben mit flachgängigem Gewinde und Pennscher Sicherung. Der Kreuzkopfzapfen ist auch hier mit seinen kegelförmigen Enden in das gegabelte Stangenende eingeschliffen; zur Befestigung dient eine Mutter mit Splintsicherung, ferner eine vorgeschraubte Druckplatte.

Cylindrische Kreuzkopfzapfen werden nach Fig. 266 mittels schmaler Flachkeile — zu deren Sicherung Kopfschrauben dienen —, zuweilen auch durch Stifte in dem gegabelten Kreuzkopfende befestigt.

Die in Fig. 267 dargestellte Schubstange für liegende Dampfmaschinen hat beiderseits geschlossene Köpfe. Das Nachstellen

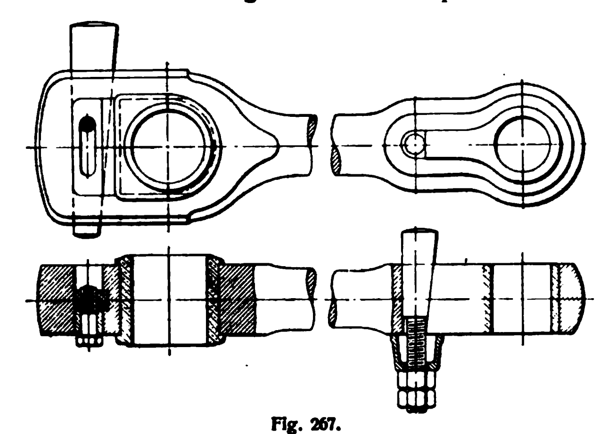


Fig. 267.

der äußeren Lagerschale des Kurbelzapfens geschieht durch einen mittels Kopfschraube und Beilage gesicherten Flachkeil (Anzug 1/15), während das Nachziehen der inneren Lagerschale des Kreuzkopfzapfens mittels eines querliegenden Flachkeiles erfolgt, zwischen den und die Lagerschale zuweilen noch ein Paßstück (aus Stahl) gelegt ist. Dieses bezweckt die Verlegung des Stellkeiles so weit nach rückwärts, als es die Form des Kreuzkopfes erfordert.

F. Geradführungsteile.

Hierunter gehören die zur Geradführung von Stangen in Lagern, Büchsen oder auf besonderen Gleitbahnen mittels Kreuzkopfes dienenden Maschinenteile.

a) Geradführung in Lagern oder Büchsen.

Fig. 268 zeigt einen einfachen Führungsbock, wie er z. B. bei den zu einer Meyerschen Schiebersteuerung gehörigen Stangen Verwendung findet. Letztere gleiten in Rotgußbüchsen mit einseitigem Flansch, die in den am Maschinenrahmen befestigten, in der Regel in Hohlguß ausgeführten Lagerkörper eingelegt und durch einen aufgeschraubten Ring gegen achsiale Verschiebungen gesichert werden. Zuweilen werden die außen glatt abgedrehten Büchsen in den Lagerkörper fest eingetrieben.

Das mit dem Regulatorbock zusammengegossene Führungsgehäuse für die zu einer liegenden Dampfmaschine mit Ridersteuerung gehörigen beiden Schieberstangen — nach der Ausführung von Gebr. Sulzer in Winterthur — lassen Fig. 269 und 270 erkennen; es ist mittels ovalen Flansches am Maschinenrahmen befestigt.

Die in je zwei Rotgußbüchsen des Gehäuses geführten Zwischenstücke *a* und *b* sind einerseits mit den bereits in Fig. 262 (S. 299) dargestellten Excenterstangen gelenkig, andererseits mit den Stangen a_1 und b_1 des Verteilungs- bezw. Expansionsschiebers stellbar verbunden. Zu dem Zwecke ist das Ende des Zwischenstückes *a* mit einem Links-, dasjenige der zugehörigen Schieberstange a_1 mit einem Rechtsgewinde versehen, über welche die entsprechendes Muttergewinde tragende Stahlmuffe *m* greift.

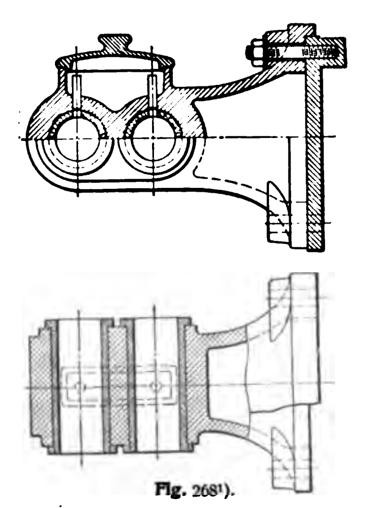


Fig. 268[1]).

Die Verstellung der Expansionsschieberstange b_1 geschieht durch Drehung der in eine Rotgußmutter *o* des ausgebohrten und mit einer längeren Durchbrechung versehenen Zwischenstückes *b* geschraubten, mittels außenliegender Gegenmutter gesicherten Kopfschraube *n*.

Auf der Expansionsschieberstange b_1 ist mittels Nut und Feder der durch die Öffnung des Zwischenstückes *b* tretende Hebel *f* befestigt; an seinem freien Ende ist derselbe mit einem Schlitz versehen, in dem der abgeflachte Teil des am Ende des Regulatorstellhebels *e* lose drehbaren Bolzens *g* liegt. Die Abbildungen zeigen noch den Antrieb und die Führung der Regulatorspindel in einer oberen Büchse *h*, sowie auf der unteren stellbaren Spurplatte *i*, ferner die Verbindung des Regulatorhebels *e* mit dem über den Regulatormuff greifenden, durch Gewichte belasteten Schleifring *k*.

Bei der Fig. 271 ersichtlichen Schieberstangenführung für eine liegende Dampfmaschine mit Ridersteuerung ist der die Regulatorbewegungen auf die Expansionsschieberstange b_1 übertragende Hebel *f* nicht unmittelbar auf der letzteren befestigt und damit gezwungen, die hin und her gehenden Bewegungen derselben mitzumachen, sondern auf eine Büchse *h* geklemmt, die mittels eines Flachkeiles auf die Expansionsschieberstange einwirkt. Dies wird durch entsprechende Aussparungen des Zwischenstückes *b*, sowie durch in die Büchse *h* eingehobelte Längsschlitze, in denen der mit der Expansionsschieberstange verbundene Flachkeil gleitet, ermöglicht.

---

[1]) Haeder, Dampfmaschinen.

Die Verbindung des Hebels *f* mit dem Regulatormuff erfolgt durch einen über den Schleifring desselben greifenden doppelarmigen Hebel *e* und die stellbare Zugstange *b'*. Antrieb und Führung der Regulatorspindel sind ebenfalls erkennbar.

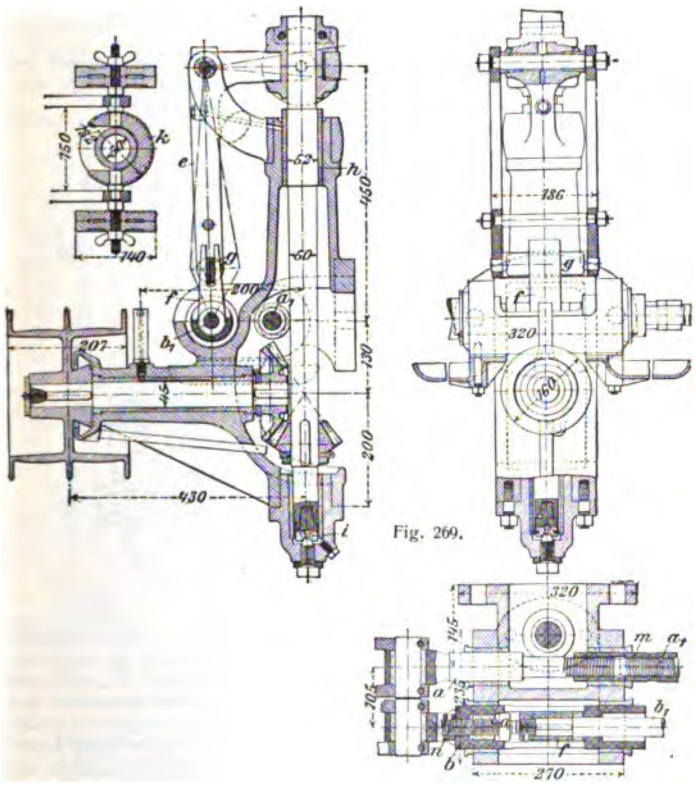


Fig. 269.

Fig. 270.

Die Schieberstangenführung für den Hochdruckcylinder einer stehenden Verbunddampfmaschine mit Ridersteuerung der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G., Werk Nürnberg, und gleichzeitig auch die Einstellung der Expansionsschieberstange durch den Regulator zeigt Fig. 272. Letzterer bewirkt mittels Hebels *f* die Drehung einer Rotgußbüchse *m*, die durch zwei Federn mit einem in ihr gleitenden Führungsstücke *n* in Verbindung steht. An diesem ist einerseits die Expansionsschieberstange *b*, andererseits ein drehbarer Kloben befestigt,

über dessen Zapfen die gegabelte Excenterstange greift. Die Bewegungsübertragung des zum Grundschieber gehörigen Excenters auf die Stange *a* des ersteren, die hier hohl ausgeführt ist und die Stange *b* des Expansionsschiebers koncentrisch umschließt, geschieht in der auf der Abbildung ersichtlichen Weise durch Einschaltung eines die hohle Stange *a* mit der nach oben verlängerten Führungsstange *p* verbindenden Zwischenstückes *o*.

Zur Geradführung von Stangen dienen auch die insbesondere bei direkt wirkenden Dampfpumpen zur Verringerung der Baulänge derselben in Anwendung kommenden sog. Kurbelschleifen.

Fig. 273 zeigt die zu einer Dampfpumpe von 250 mm Hub gehörige Kurbelschleife mit Gleitklotz nach Ausführung der Firma E. Leutert in Halle a. S.

Die Dampf- und Pumpenkolbenstange tragen je ein ⊔-förmiges Querstück aus Flußstahl mit parabolisch gestalteten Seitenwänden, welche, durch Schrauben und gußeiserne Zwischenstücke miteinander

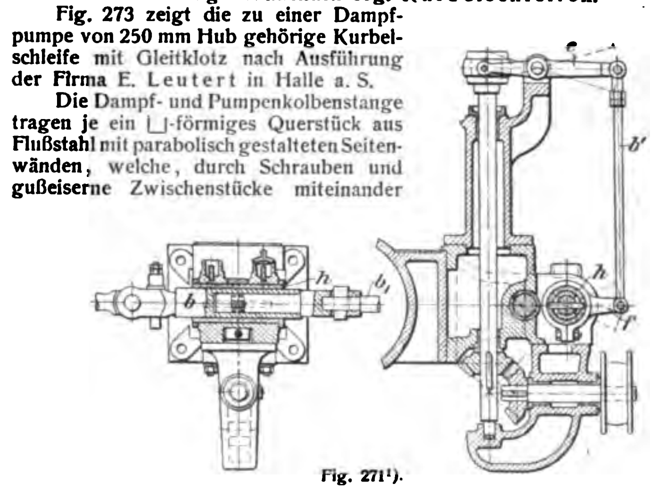


Fig. 271[1]).

verbunden, die zwischen bearbeiteten Flächen des Maschinenrahmens gleitende Schleife bilden. Der über die Kurbelkröpfung greifende Gleitklotz aus Rotguß ist zweiteilig mit parallel zur Schleife gerichteter Trennungsfuge hergestellt; er hat den von der Kolbenstangenkraft herrührenden Zapfendruck P wechselweise auf die Gleitflächen der beiden Querstücke zu übertragen. Jedes derselben ist als ein mit den Enden frei aufliegender Träger zu betrachten, dessen Abmessungen in der Mitte nach den Regeln der Biegungsfestigkeit zu ermitteln sind.

Bezeichnet l die Entfernung der Verbindungsbolzen beider Querstücke, W das Widerstandsmoment derselben für den mittleren Querschnitt, so folgt

$$\frac{Pl}{4} = W k_b \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{42}$$

Sehr häufig wählt man die Abmessungen der Querstücke, um der Gefahr des Festklemmens des Gleitklotzes bezw. des Entstehens von zu großem Spielraum zu begegnen (nach C. v. Bach), unter Annahme einer zulässigen Durchbiegung δ derselben.

[1]) Haeder, Dampfmaschinen.

Diese erhält man, wenn noch J das Trägheitsmoment des mittleren Querschnittes der Kurbelschleife, α den Dehnungskoeffizienten des Materials bedeutet — unter der Voraussetzung, daß die Begrenzungslinien des Querstückes einem Körper gleicher Festigkeit entsprechen —, aus

$$\delta = \frac{1}{3} \frac{P l^3}{J} \alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 43$$

In der Regel wird 0,16 mm als höchster zulässiger Wert für 2δ genügen.

Ein den erhaltenen Abmessungen entsprechender **prismatischer** Träger würde sich nur um die Hälfte des aus Gl. 43 ermittelten Betrages durchbiegen.

Überschreitet die Biegungsbeanspruchung

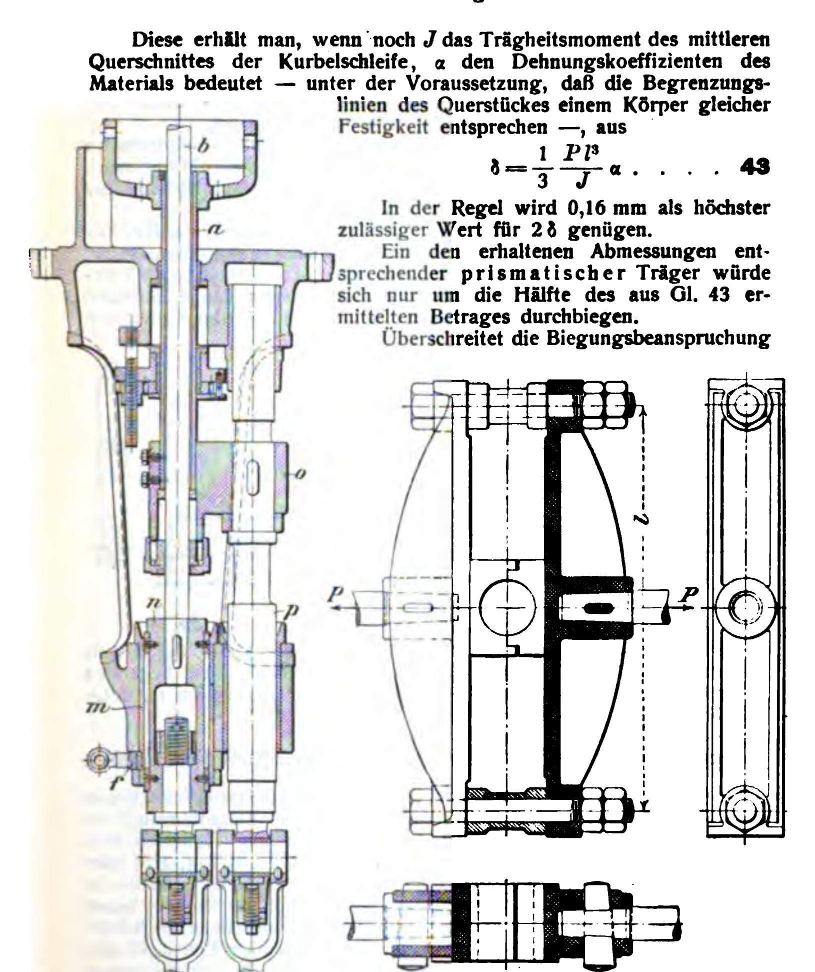


Fig. 272. Fig. 273.

k_b der Querstücke das mit Rücksicht auf den Wechsel der Kraftrichtungen zulässige Maß, so sind die Abmessungen derselben nach Gl. 42 zu berechnen.

In Fig. 274 bildet die Kurbelschleife einen einzigen gußeisernen Rahmen, dessen zweiteiliger Gleitklotz aus demselben Material mittels eines durch Kopfschrauben längs der festen Gleitbahn des einen Querstückes beweglichen schmiedeisernen Keilstückes nachstellbar gemacht

werden kann. Behufs Geradführung wird der Rahmen von einer unteren Stange getragen, die in zwei auf dem Maschinenrahmen befestigten Lagern gleitet.

Zuweilen wird die Gleitbahn des einen Querstückes durch eine aufgelegte keilförmige Schiene nachstellbar gemacht.

Die Kurbelschleifen kleinerer, insbesondere stehender Dampfpumpen erhalten keine besonderen Geradführungen; der seitliche Führungsdruck wird in diesen Fällen von den Grund- bezw. den Stopfbüchsen des Dampf- und Pumpencylinders aufgenommen.

Bei den kleineren Dampfpumpen von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal erfolgt die unmittelbare Verbindung der Kolbenstangen des Dampf- und Pumpencylinders durch ein bügelförmiges Verbindungsstück (Maschinenelement Klein), dessen lange Schenkel derart gegeneinander versetzt liegen, daß der Stangenkopf zwischen

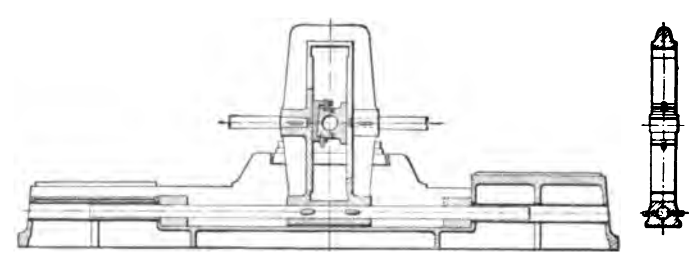


Fig. 274.

ihnen durchschwingen kann; infolgedessen fällt die Weite des Bügels und damit die Entfernung desselben von dem Ständer — bei liegenden Pumpen von der Grundplatte — verhältnismäßig gering aus (s. unter „Kolbenpumpen").

b) Geradführung auf besonderen Gleitbahnen mittels Kreuzkopfes.

Der bei einfachen Kurbeltrieben, wie sie bei Dampfmaschinen, größeren Pumpen u. dergl. Anwendung finden, zur Geradführung der Kolbenstange dienende, aus Gußeisen, Stahlguß oder Flußeisen hergestellte Kreuzkopf ist entweder lagerartig (s. z. B. Fig. 275) oder gabelförmig (s. z. B. Fig. 280) ausgebildet; er trägt einerseits die in geeigneter Weise mit ihm verbundene Kolbenstange des Dampf- bezw. Pumpencylinders, andererseits einen in der Schwingungsebene der Schubstange liegenden Zapfen, dessen zumeist kegelförmige Enden in entsprechende Bohrungen des Kreuzkopfes bezw. in solche des gegabelten Schubstangenendes eingeschliffen sind. Im letzteren Falle ist die für den Zapfen erforderliche Nachstellvorrichtung in den Kreuzkopfkörper zu verlegen (s. z. B. Fig. 275).

Die zur Geradführung des Kreuzkopfes selbst dienenden Gleitbahnen erhalten wegen der bequemen Bearbeitung zumeist cylindrische, mitunter auch, z. B. bei stehenden Dampfmaschinen, ebene Berührungsflächen; sie sind so stark auszuführen, daß schädliche Durchbiegungen infolge Wirkung des von der Kolbenstangenkraft her-

rührenden Normaldruckes N (vergl. S. 279) nicht eintreten können. Zu beachten ist, daß der auf die Gleitbahnen wirkende Normaldruck bei Rechtsdrehung einer Dampfmaschine stets nach abwärts, bei Linksdrehung derselben stets nach aufwärts gerichtet ist; wirkt dagegen die Schubstange treibend auf den Kreuzkopf, wie es z. B. bei Transmissionspumpen der Fall ist, so ändert sich die Richtung des Normaldruckes. Für eine bestimmte Drehungs- und Kraftrichtung einer Maschine wird sonach der Normaldruck N stets nur auf einer Gleitbahn (entweder auf der oberen oder auf der unteren) zur Wirkung kommen. Zur Vermeidung von Stößen in den Gleitflächen des Kreuzkopfes, die bei einer links umlaufenden Maschine infolge des von der Schubstangenkraft herrührenden veränderlichen Normaldruckes N eintreten, empfiehlt

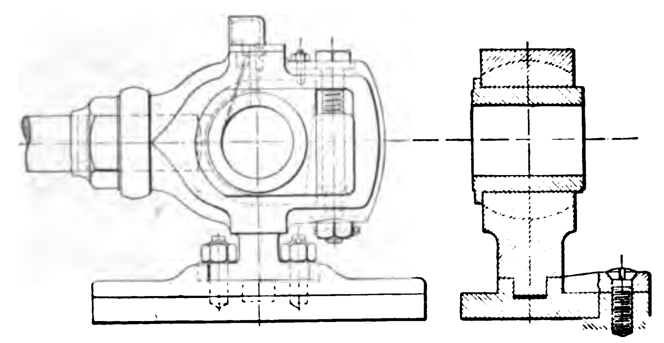


Fig. 275.

sich, — wenn möglich — nur rechtsgehende Maschinen anzuordnen, da bei diesen der von N und dem Gewichte des Kreuzkopfes nebst Zubehör herrührende Bahndruck stets nach abwärts gerichtet ist. Die Erhaltung einer hinreichenden Ölschicht zwischen Kreuzkopf und Gleitbahn erscheint überdies nur bei der letzteren Anordnung gesichert.

Einen nur auf der einen Seite des zugehörigen Zapfens geführten, zu einer stehenden Dampfmaschine gehörigen Kreuzkopf aus Flußeisen zeigt Fig. 275.

Die in den Kreuzkopfkörper eingeschraubte Kolbenstange ist durch eine schmiedeiserne Mutter gegen Drehung gesichert. Zur Nachstellung der zweiteiligen, aus Rotguß gefertigten Lagerschalen des Kreuzkopfzapfens dient ein mittels Stellschraube bewegter Stahlkeil (Anzug 1 : 10). Der über einen Zapfen des Kreuzkopfkörpers greifende gußeiserne Gleitschuh wird durch Schraubenbolzen gegen Verdrehungen gesichert.

Die Abmessungen der Gleitschuhe sind unter Annahme einer Flächenpressung von 2 bis 3 kg/qcm zu berechnen. Wenn möglich, soll bei mittleren Kolbengeschwindigkeiten von 2 bis 2,5 m/sek die erstere Zahl nicht überschritten werden.

Abnutzungen sind durch geeignete Nachstellvorrichtungen der Gleitflächenteile (Gleitschuhe, Gleitbahnen) oder aber — in einfachster

Weise — durch dünne, zwischen Gleitschuh und Kreuzkopf gelegte Metallbleche auszugleichen.

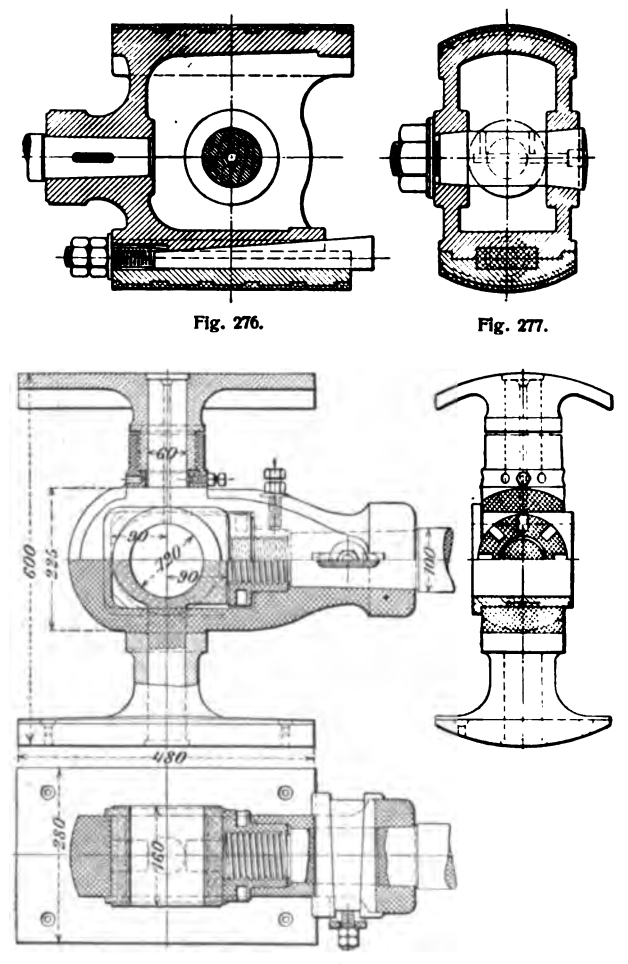


Fig. 276.

Fig. 277.

Fig. 278.

Eine besondere Nachstellung des Gleitschuhes mittels eines hintergelegten Flachkeiles zeigt der Fig. 276 und 277 ersichtliche, gabelförmig gestaltete Kreuzkopf aus Gußeisen (s. auch Fig. 278).

Sofern die Pressung zwischen den gleitenden Flächen gering gehalten wird, sind bei hinreichender Schmierung Nachstellvorrichtungen nicht erforderlich.

Den aus Flußeisen hergestellten lagerartigen Kreuzkopf einer liegenden Dampfmaschine von Gebr. Sulzer in Winterthur — zu der Fig. 265 ersichtlichen Schubstange mit gegabeltem Kreuzkopfende gehörig — zeigt Fig. 278.

Die durch eine stellbare Keilverbindung im Kreuzkopfkörper gehaltene Kolbenstange ist an ihrem Ende mit einem flachgängigen Gewinde versehen, über welches eine zur Nachstellung der zweiteiligen Lagerschalen des Kreuzkopfzapfens dienende, mittels Kopfschraube gesicherte Mutter greift. In ähnlicher Weise wird die Nachstellbarkeit der gußeisernen Gleitschuhe durch eine über das flachgängige Außengewinde des oberen Gleitschuhes greifende, ebenfalls mittels Kopfschraube gesicherte Mutter erreicht.

Fig. 279 stellt einen Kreuzkopf mit wagerechten Trennungsfugen der beiden Lagerschalen dar. Das Nachstellen der letzteren geschieht durch eine Druckschraube mit flachgängigem Gewinde, die gegen ein zwischenliegendes Paßstück wirkt. Die mittels Kegels (Spitzenwinkel nicht unter 20°) in den Kreuzkopf eingepaßte Kolbenstange wird durch einen Keil gehalten. Zuweilen paßt man die Stangen cylindrisch ein und stellt durch den Keil eine Spannungsverbindung her.

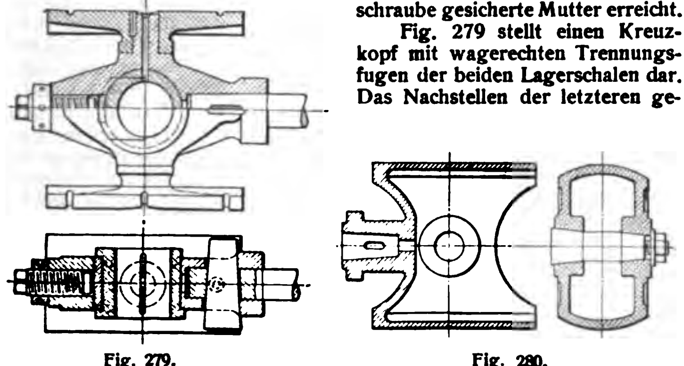


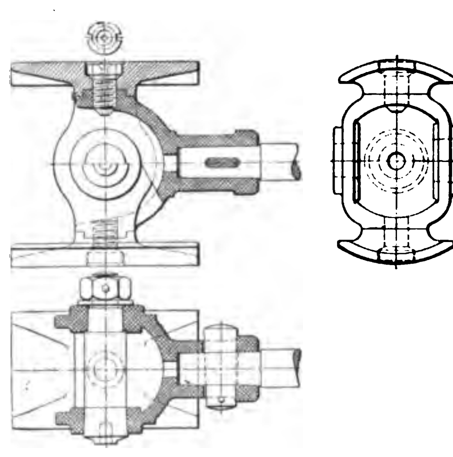
Fig. 279. Fig. 280.

Gabelförmig gestaltete Kreuzköpfe mit Keilverbindung der zugehörigen Kolbenstange sind noch in Fig. 280 und 281 dargestellt.

Der Fig. 280 ersichtliche, mit den Gleitschuhen ein Ganzes bildende gußeiserne Kreuzkopf findet bei kleineren Dampfmaschinen Anwendung.

Der in Fig. 281 dargestellte Kreuzkopf ist aus Stahlguß gefertigt. Die gußeisernen Gleitschuhe greifen über viereckige Ansätze des Kreuzkopfes und werden noch durch Kopfschrauben gehalten, die mittels Gabelschlüssels stellbar sind. Die obere Kopfschraube dient auch zur Ölzufuhr.

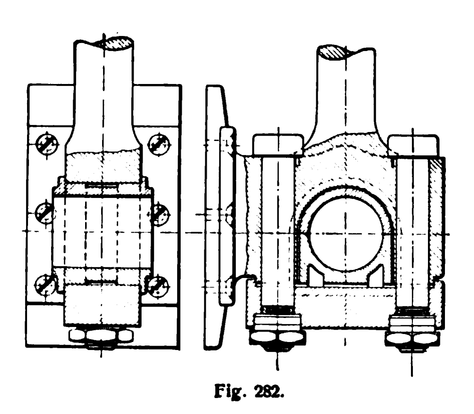
Bei schnelllaufenden Dampfmaschinen (Schiffsmaschinen) werden Kreuzkopf und Kolbenstange häufig aus einem Stück geschmiedet. Fig. 282 zeigt einen solchen Kreuzkopf mit einseitiger Gleitfläche.


Fig. 281.

Das Nachstellen der Lagerschalen geschieht durch die mit Pennscher Sicherung versehenen Deckelschrauben. Letztere sind aus einem möglichst zähen Material (Nieteisen) herzustellen und höchstens mit $k_z =$ 600 kg/qcm zu belasten.

Die **Geradführung des Kreuzkopfes** bildet zumeist mit dem einseitigen **Balken** der betreffenden Maschine ein einziges Gußstück (siehe unter „**Dampfmaschinen**").

Fig. 283 zeigt einen Balken für **größere Maschinen mit besonders angeschraubter Rundführung** für den Kreuzkopf und mit einem angegossenen, beiderseits durch Keile nachstellbaren Kurbellager. Die vier aus Gußeisen hergestellten Lagerschalen desselben sind mit Weißmetall ausgegossen.


Fig. 282.

Kleinere Maschinen — bis etwa 350 mm Kolbenhub — erhalten häufig eine gekröpfte Kurbelwelle, die in den beiden Lagern eines gabelförmigen Rahmens geführt ist.

Fig. 284 zeigt einen derartigen **Rahmen mit Rundführung**, an dessen hinterem Ende der Cylinder von 180 mm Durchmesser und 300 mm Hub centrisch und freischwebend befestigt ist.

Zuweilen werden solche Rahmen mit **einseitiger** oder **doppelseitiger** Schlitten-

führung für den Kreuzkopf ausgeführt. Letzterer erhält dann die in Fig. 285 bezw. in Fig. 286 ersichtliche Gestalt.

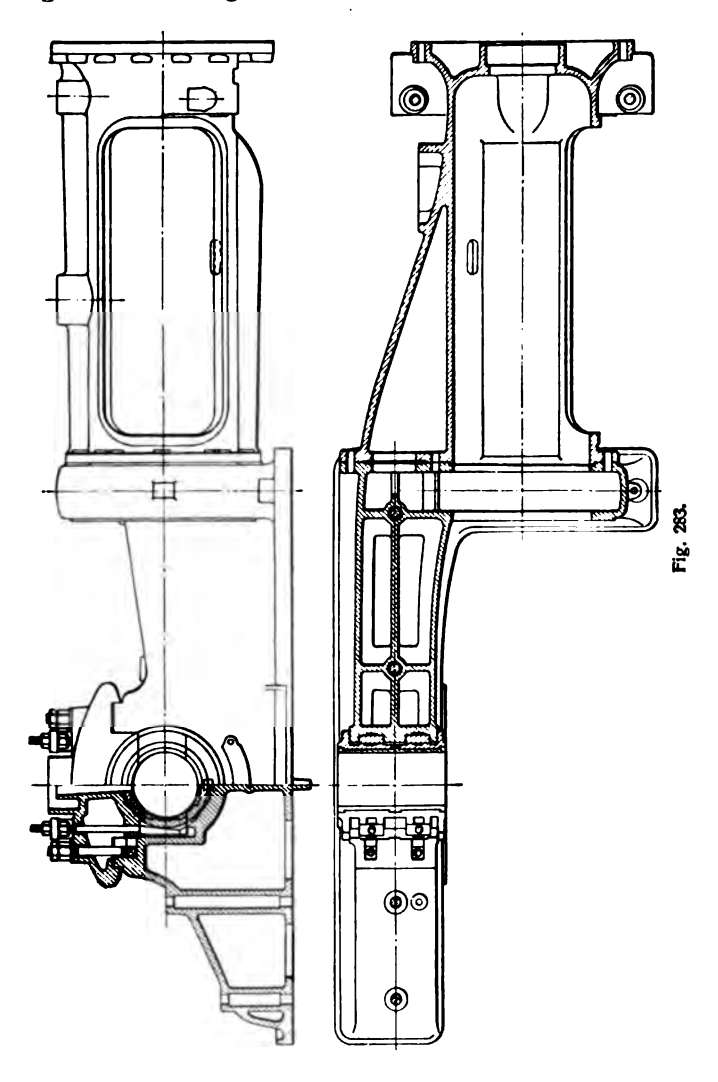


Fig. 283.

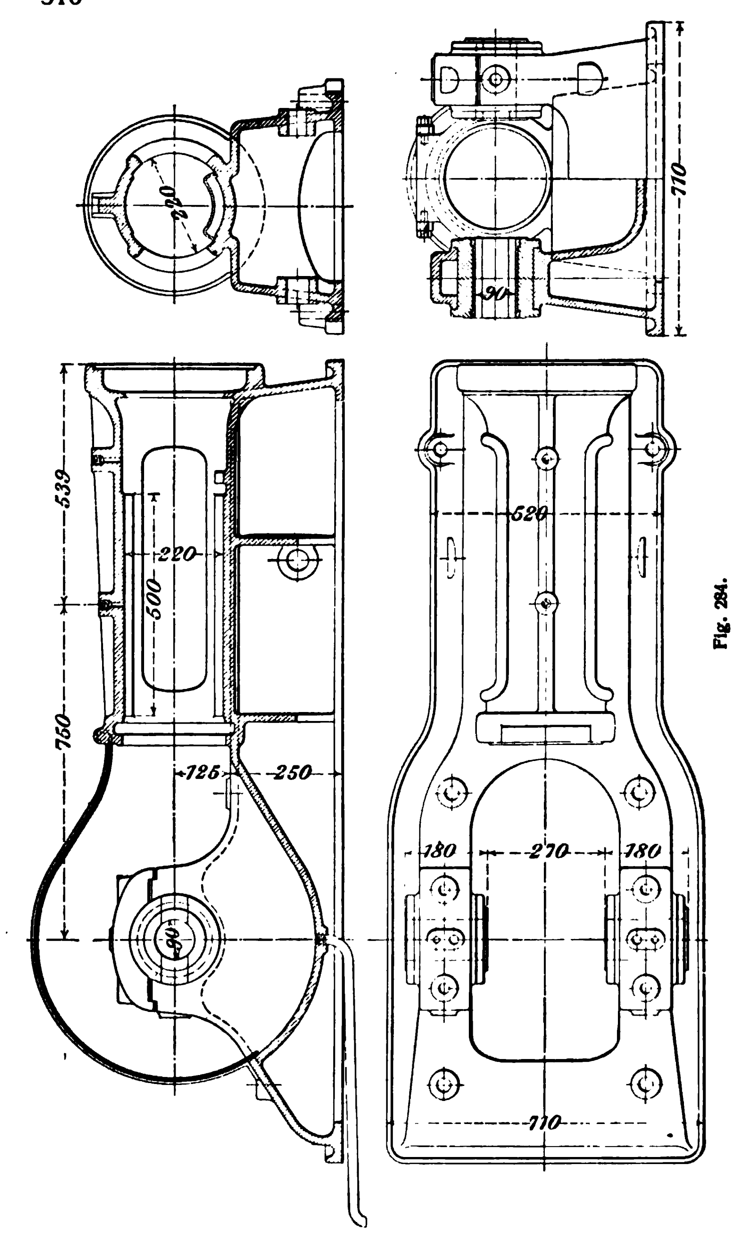


Fig. 284.

Einseitige Schlittenführung erhalten auch die durchgehenden Kolbenstangen größerer oder mit Kondensation arbeitender Dampfmaschinen (s. unter „Kondensation").

V. Regelnde Maschinenteile.

Hierunter gehören Schwungräder und Regulatoren. Erstere dienen dazu, die Geschwindigkeitsschwankungen von Kraftmaschinen, wie sie durch die Verschiedenheit von Kraft und Widerstand am Kurbelzapfen entstehen, innerhalb enger Grenzen auszugleichen und den Gang der Maschine dadurch ruhiger und gleichförmiger zu gestalten, letztere dazu, durch Einwirkung auf die Steuerungsteile (Drosselklappe) einer Maschine die Arbeitsleistung derselben den jeweiligen Widerständen anzupassen, so daß ihre Umdrehungszahl nahezu dieselbe bleibt.

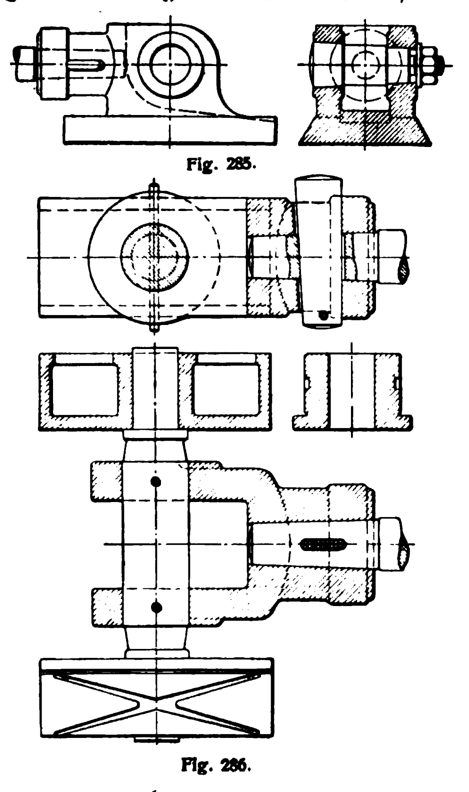


Fig. 285.

Fig. 286.

A. Schwungräder für Kraftmaschinen.

Die Wirkung eines Schwungrades besteht in der Regel darin, die periodischen Arbeitsüberschüsse einer Maschine aufzunehmen oder aber wieder abzugeben, wobei seine Masse beschleunigt bezw. verzögert wird. Die hiermit verbundene Ungleichförmigkeit des Ganges der Maschine soll einen gewissen Betrag nicht überschreiten, der als Ungleichförmigkeitsgrad δ bezeichnet und ausgedrückt wird durch

$$\delta = \frac{V_{max} - V_{min}}{V},$$

worin V_{max} die größte, V_{min} die kleinste und V die mittlere Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes in m/sek bedeuten.

Mittlere Werte des Ungleichförmigkeitsgrades δ.

Für Maschinen zum Antriebe von:

Pumpen und Schneidewerken	$\delta = 1:20$ bis $1:30$,
Werkstätten-Triebwerken	$\delta = 1:40$,

Mahlmühlen und Papiermaschinen $\delta = 1:50$,
Spinnmaschinen (niedrige Garnnummer) $\delta = 1:60$,
„ (hohe „) $\delta = 1:100$,
Dynamomaschinen für Beleuchtung $\delta = 1:150$ bis $1:250$.

a) Bestimmung des Arbeitsüberschusses.

Zur Ermittelung des bei jeder halben Kurbelumdrehung vom Schwungrade aufzunehmenden Arbeitsüberschusses sind die Tangentialdruck-Diagramme für Kraft und Widerstand, auf den Kurbelzapfen bezogen, aufzuzeichnen.

1. Eincylindermaschinen.

Um das Tangentialdruck-Diagramm der Kraft zu erhalten, hat man von dem Dampfdruckdiagramm auszugehen. Dasselbe

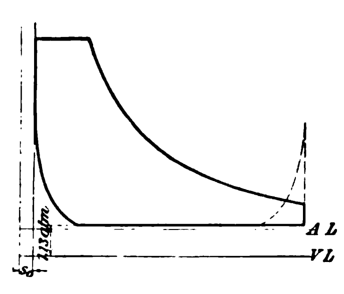


Fig. 287a.

Fig. 287b.

wird als „Überdruckdiagramm" (Fig. 287a) verzeichnet, dessen Ordinaten dem Unterschiede der beiderseits auf den Kolben wirkenden Kräfte entsprechen. Die aus diesem Diagramm für jede Kolbenstellung erhaltenen Dampfdrücke werden jedoch durch die Wirkung der hin und her gehenden Massen beeinflußt, d. h. es ist in Fig. 287a noch die Beschleunigungsdruckkurve einzutragen (Fig. 287b).

Bezeichnet

- q das Gewicht der hin und her gehenden Massen in kg, bezogen auf 1 qcm Kolbenfläche,
- r den Kurbelhalbmesser in m,
- l die Schubstangenlänge in m,
- v die konstante Geschwindigkeit des Kurbelzapfens in m/sek,
- g die Beschleunigung durch die Schwere $= 9{,}81$ m/sek^2,
- α den Kurbelwinkel für eine beliebige Kolbenstellung,

so folgt für den Beschleunigungsdruck b, bezogen auf 1 qcm Kolbenfläche, nach Gl. 38 (S. 279)

$$b = \frac{q}{g}\,\frac{v^2}{r}\left(\cos\alpha \pm \frac{r}{l}\cos 2\,\alpha\right) \text{ kg/qcm},$$

worin das obere Vorzeichen für den Hingang, das untere für den Rückgang des Kolbens gilt.

Nach Radinger kann im Mittel für liegende Dampfmaschinen
ohne Kondensation $q = 0{,}28$ kg/qcm,
mit „ $q = 0{,}33$ „
genommen werden.

Die Beschleunigungsdruckkurve bildet eine Parabel, die entweder nach dem auf S. 38 angegebenen Verfahren oder durch einhüllende Tangenten in a_1 und a_2 (Fig. 287 c) ermittelt wird; die Strecken z_1 und z_2 betragen, wenn $\frac{r}{l} = \lambda$ gesetzt wird,

$$z_1 = \frac{(1+\lambda)^2}{1+4\lambda}\, r; \quad z_2 = \frac{(1-\lambda)^2}{1-4\lambda}\, r.$$

Für $l = \infty$ $(\lambda = o)$ wird die Parabel zur geraden Linie und der größte Beschleunigungs- bezw. Verzögerungsdruck

$$b = \frac{q}{g}\,\frac{v^2}{r} \text{ kg/qcm.}$$

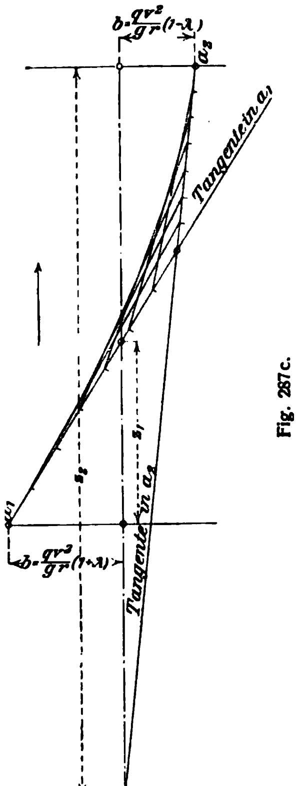


Fig. 287 c.

Man ist nun imstande, für einen beliebigen Kolbenweg x (Fig. 287 b), von der Totlage aus gemessen, die auf den Kreuzkopf übertragene Kolbendruckkraft P abzugreifen. Durch Zerlegung derselben ergibt sich zunächst — nach Fig. 247 (S. 279) — der Normaldruck $N = P \operatorname{tg} \gamma$ und die Schubstangenkraft $S = \frac{P}{\cos \gamma}$ (γ = Ausschlagwinkel der Schubstange), sodann durch nochmalige Zerlegung der letzteren der dem Kolbenwege x entsprechende Tangential-Kurbeldruck

$$T = \frac{P}{\cos \gamma} \sin(\alpha + \gamma).$$

(In diesem Ausdrucke bedeutet α den zum Kolbenwege x gehörigen Kurbelwinkel.)

Für $l = \infty$ wird

$$T = P \sin \alpha.$$

Auf zeichnerischem Wege erhält man die Tangentialkraft, indem man von der Kurbelkreismitte o (Fig. 287 d) aus auf der betreffenden Kurbelrichtung den Kolbenüberdruck P bis o_1 in entsprechendem Sinne abträgt und durch o_1 zur zugehörigen Schubstangenrichtung eine Parallele zieht, welche die Lotrechte durch o in o' schneidet. Die Länge $o\,o'$ ist die Tangentialkraft T, und die Gesamtheit der Punkte o_1 ergibt eine durch o gehende Kurve.

Wickelt man den Kurbelkreis vom Halbmesser r in eine Gerade als Abscissenachse ab, deren Länge für Hin- und Rückgang des Kolbens

$2\pi r$ wird, und trägt in entsprechenden Punkten die Tangential-Kurbeldrücke T als Ordinaten auf, so erhält man nach Verbindung ihrer Endpunkte das Tangentialdruck-Diagramm der Kraft (Fig. 287 e).

Fig. 287 d.

Fig. 287 e.

Auf gleicher Grundlinie mit diesem ist das Diagramm des Tangentialwiderstandes zu verzeichnen. Bei dem Antriebe von Pumpen, Gebläsen u. dergl. ergibt es sich in einfacher Weise aus dem betreffenden Arbeitsdiagramm (Überdruckdiagramm).

Die Ordinaten desselben sind durch Multiplikation mit dem Verhältnis der Kolbenflächen auf den Dampfcylinder zurückzuführen; dann ist durch Vergrößerung der Ordinaten im Verhältnis der indizierten Leistung N_i der Dampfmaschine zur effektiven Leistung N_n z. B. der Pumpe $(N_i : N_n)$ Flächengleichheit mit dem Dampfdiagramm zu erzielen. Kraft- und Widerstandsdiagramm sind hierauf über derselben Grundlinie zu verzeichnen. Für normale Dampfmaschinen, bei denen die Ableitung der Kraft durch Riemen, Seil oder Zahnrad erfolgt, ist der an der Kurbelwelle wirkende Tangentialwiderstand konstant. Das demselben entsprechende Diagramm ist sonach ein Rechteck $m\,n\,o\,p$ (Fig. 287 e), dessen Höhe $n\,o = m\,p$ entweder aus der Flächengleichheit der beiden Tangentialdruck-Diagramme oder aus dem doppelten Flächeninhalte des Dampfdruckdiagrammes bestimmt werden kann.

Die über der Widerstandslinie $p\,o$ liegenden, lotrecht gestrichelten Flächen müssen offenbar gleich groß sein mit der Summe der unter $p\,o$ liegenden, wagerecht gestrichelten Flächen. Sind d_1, d_2, d_3 und d_4 die vier Schnittpunkte der Kraftkurve mit der

Widerstandslinie, so ist die Tangentialkraft an der Kurbel in diesen Punkten ebenso groß wie der Widerstand; von p bis d_1 ist die Tangentialkraft kleiner, von d_1 bis d_2 größer als der Widerstand u. s. w. Infolgedessen wird die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens von d_1 bis d_2 fortwährend zunehmen. Von d_2 bis d_3 und von d_4 bis o ist das Umgekehrte der Fall, d. h. die Geschwindigkeit nimmt ab. Bezeichnet man die Geschwindigkeit im Punkte d_1 mit V_{min} und im Punkte d_2 mit V_{max}, so ergibt sich bei Zusammenfassung der auf den Kurbelzapfen bezogenen Schwungmassen M die lebendige Kraft, welche diese beim Übergange von V_{min} in V_{max} in sich aufnehmen, zu

$$M \frac{V_{max}^2 - V_{min}^2}{2};$$

sie muß gleich sein der mechanischen Arbeit A, welche durch die überschießende Fläche $d_1\, c_1\, d_2$ dargestellt wird. Bestimmt man diese — am einfachsten durch Verwandlung der Fläche $d_1\, c_1\, d_2$ in ein Rechteck (Längen- und Kräftemaßstab gleich den betreffenden Maßstäben des Dampfdiagramms) —, so folgt mit

$$\frac{V_{max} + V_{min}}{2} = V \text{ und } \frac{V_{max} - V_{min}}{V} = \delta$$

$$A = M \frac{V_{max}^2 - V_{min}^2}{2} = M\, V^2\, \delta \quad . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{44}$$

Die Zugrundelegung der Fläche $d_1\, c_1\, d_2$ bei Ermittelung der Arbeit A setzt voraus, daß diese Fläche die größte der über der Widerstandslinie $p\, o$ liegenden Flächen des Tangentialdruck-Diagramms der Kraft darstellt.

Bei mehr als vier Schnittpunkten der Kraftkurve mit der Widerstandslinie hat man zu untersuchen, wo die algebraische Summe der aufeinander folgenden Über- und Unterschußflächen ihr Maximum und Minimum erreicht. Die Summe dieser beiden Werte ist dann in Gl. 44 für A einzusetzen.

Unter der Annahme eines schädlichen Raumes von 5% des Cylindervolumens, 1,13 atm Gegenspannung und 5 atm Enddruck der Kompression erhält man für Eincylinder-Auspuffmaschinen, die mit Einströmungsspannungen von 7 bis 10 atm (Überdruck) und mit Füllungen von 0,1, 0,2 und 0,3 des Kolbenhubes arbeiten — Beschleunigungsdrücke der hin und her gehenden Maschinenteile von 0 bis 6 kg/qcm Kolbenfläche vorausgesetzt — die größten vom Schwungrade aufzunehmenden Arbeitsbeträge (in mkg) für 1 m Hub und 1 qcm Kolbenfläche aus dem Fig. 288 (S. 322) ersichtlichen Schaubilde.

2. Mehrcylindermaschinen.

Bei Mehrcylindermaschinen (Zwillingsmaschinen, Zwei- und Dreicylinder-Verbundmaschinen u. s. w.) sind die Tangentialdruck-Diagramme oder auch — bei Pumpen, Gebläsen u. dergl. — die Kolbendruck-Diagramme für die verschiedenen Cylinder, entsprechend den zwischen den Kurbeln derselben liegenden Winkeln, auf der Abscissenachse gegeneinander zu versetzen und die zu gleicher Zeit wirkenden Kräfte

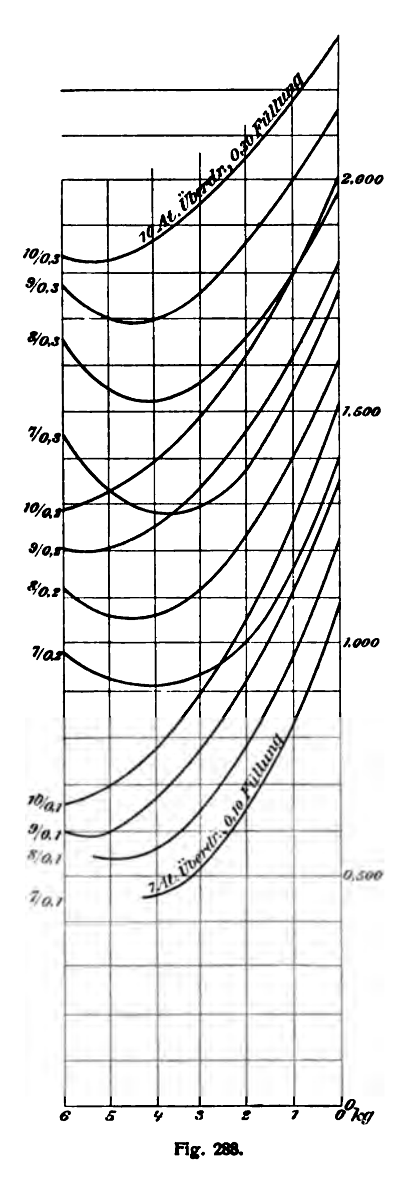


Fig. 288.

bezw. Widerstände algebraisch zu summieren.

So sind z. B. bei Zwillingsmaschinen, unter 90° gekuppelt, die Tangentialdruck-Diagramme für die beiden gleich großen Cylinder auf der Abscissenachse um die Größe $\frac{r\pi}{2}$ gegeneinander zu versetzen u. s. w.

Die sich nach Vereinigung der Tangentialdruck-Diagramme der Kräfte und Widerstände ergebenden Diagramme werden auf derselben Grundlinie verzeichnet. Die größte überschießende Fläche A ist dann der weiteren Rechnung zu Grunde zu legen.

B e i v e r s c h i e d e n e r G r ö ß e der Dampfcylinder ist vorher eine Zurückführung der Diagramme auf einen der Cylinder vorzunehmen (s. Fig. 289 a bis 289 d).

Um einem g e f ä h r l i c h e n D r u c k w e c h s e l im Gestänge vorzubeugen und einen ruhigen Gang der Maschine zu erreichen, ist darauf zu achten, daß der Verzögerungs-Enddruck der Triebwerkmassen den Kompressions-Enddruck nie an Größe überschreitet. Es dürfen daher nur Kolbengeschwindigkeiten zur Verwendung kommen, welche diese Bedingung erfüllen. Für eine bestimmte Kolbengeschwindigkeit muß die Größe des Kompressions-Enddruckes so gewählt werden, daß der Druckwechsel im Triebwerke bereits k u r z v o r d e m H u b w e c h s e l stattfindet.

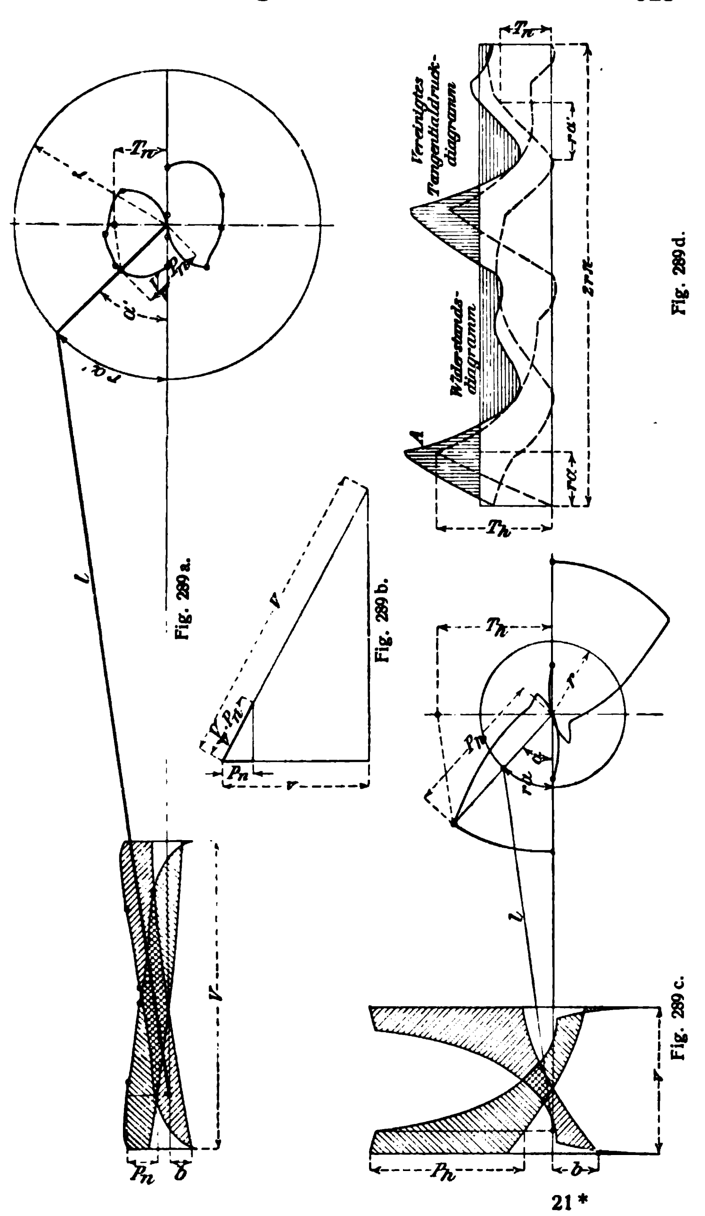


Fig. 289 a.

Fig. 289 b.

Fig. 289 c.

Fig. 289 d.

b) Abmessungen des Schwungrades.

Bezeichnet

G das Gewicht des Schwungrades in kg,

g die Beschleunigung durch die Schwere $= 9{,}81$ m/sek²,

so läßt sich Gl. 44 auch schreiben

$$A = \frac{G}{g} V^2 \delta.$$

Daraus berechnet sich

$$G = 9{,}81 \frac{A}{V^2 \delta}.$$

Bezeichnet man die durch das Rechteck $m\,n\,o\,p$ (Fig. 287 e) dargestellte Widerstandsarbeit mit A_0, so ist auch

$$G = 9{,}81 \frac{1}{V^2 \delta} \left(\frac{A}{A_0}\right) A_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 45$$

Entwickelt die Maschine bei n Uml/min eine Nutzleistung N in PS, so ist ferner

$$N = \frac{A_0\, n}{60 \cdot 75};$$

daraus wird

$$A_0 = 60 \cdot 75 \cdot \frac{N}{n}.$$

Mit Einsetzung dieses Ausdruckes in Gl. 45 erhält man brauchbare Näherungswerte für das Schwungradgewicht einer Kraftmaschine, ohne Aufzeichnung von Tangentialdruck-Diagrammen, aus

$$G = 9{,}81 \cdot 60 \cdot 75 \frac{N}{\delta\, n\, V^2} \frac{A}{A_0} = 44\,150 \frac{A}{A_0} \frac{N}{\delta\, n\, V^2} = \frac{c}{\delta} \frac{N}{n\, V^2},$$

worin $c = 44\,150 \frac{A}{A_0}$ den Schwungradkoeffizienten bedeutet. Derselbe kann

bei Eincylindermaschinen und Tandemverbundmaschinen $c = 7000$,

„ Verbundmaschinen mit versetzten Kurbeln $c = 2500$ bis 4000

gesetzt werden[1]).

Unter der Annahme, daß der Einfluß der Schwungradarme einem im Schwungringe untergebrachten Gewichte — etwa gleich einem Drittel des Ringgewichtes G_r — entspricht, ergibt sich letzteres aus

$$G = G_r + {}^1/_3\, G_r = {}^4/_3\, G_r$$

zu

$$G_r \sim 0{,}75\, G.$$

Bezeichnet

F den Querschnitt des Schwungringes in qcm,

R den Schwerpunktsabstand des Ringquerschnittes von der Drehachse in m,

so folgt

$$F = 0{,}22 \frac{G_r}{R}.$$

---

[1]) Vergl. Karl Meyer: „Graphische Bestimmung des Schwungradgewichtes der Dampfmaschinen“, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1889, S. 113.

Die für das Zerreißen eines sich frei drehenden (nicht durch die Arme festgehaltenen) Schwungringes in Betracht kommende Centrifugalkraft ist, wenn γ das Gewicht der Raumeinheit bedeutet,

$$K = F \frac{\gamma}{g} V^2$$

und seine Spannung (in kg/qcm)

$$\sigma_z = \frac{K}{F} = \frac{0,725}{9,81} V^2 = 0,074 V^2.$$

Die Beanspruchung hängt also nur von V ab und beträgt z. B. für $V = 30$ m/sek — dem bei Dampfmaschinen gebräuchlichen Höchstwerte für die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades (Gußeisen als Material vorausgesetzt) — $\sigma_z = 66,6$ kg/qcm.

In Wirklichkeit kann sich ein Schwungring nie frei ausdehnen, da die Arme an ihren Ansatzstellen einen Zug nach innen ausüben, wodurch Biegungsspannungen hinzukommen; hierdurch kann die Zugbeanspruchung auf das Doppelte bis Dreifache steigen [1]).

Für Gußeisen darf σ_z bis zu 300 kg/qcm genommen werden.

Die Arme (Anzahl derselben gewöhnlich 6 bis 8) sind auf Abreißen (Zug) durch die Centrifugalkraft des Ringes und auf Abbrechen (Biegung) durch das größte auf das Schwungrad zu übertragende Moment zu berechnen, wobei

für Gußeisen $k_b = 100$ kg/qcm,
„ Schweißeisen $k_b = 400$ „

zulässig ist.

Zwei- oder mehrteilige Schwungräder mit hoher Umfangsgeschwindigkeit verlangen eine sorgfältige Kranzverbindung.

Kommen Schrumpfringe zur Verwendung, so sollen diese möglichst in dem Schwerpunktskreis des Radkranzes liegen; excentrische Verbindungen der Kranzstöße mittels Schrumpfringe sind zu vermeiden.

Der Schwungradhalbmesser ist im Mittel etwa

$$R = 5\,r \quad (r = \text{Kurbelhalbmesser}),$$

stets aber derart zu wählen, daß (bei Gußeisen) $V \leqq 30$ m/sek wird. (Nur bei Walzenzugmaschinen geht man zuweilen auf etwas höhere Werte.)

Fig. 290 bis 292 zeigen verschiedene Ausführungen von Schwungrädern für Riemen- und Seilbetrieb.

Fig. 290 stellt ein mitten durch einen Arm geteiltes Schwungrad von 3,200 m äußerem Durchmesser und 350 mm Kranzbreite nach Ausführung des „Eisenwerk Wülfel" dar, welches am Kranze außer den Verbindungsschrauben (Gewindedurchmesser = 2" engl.) noch mit Schrumpfringen (□-Eisen 40 × 40 mm) armiert ist.

Das Rad macht 150 Uml/min und wiegt etwa 6000 kg, der Schwungring allein etwa 4000 kg.

Das zwischen zwei Armen geteilte Riemscheiben-Schwungrad (Fig. 291) von 4,0 m äußerem Durchmesser und 400 mm Kranzbreite der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei A.-G. wiegt

---

[1]) S. J. Göbel: „Über Schwungradexplosionen", Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1898, S. 352.

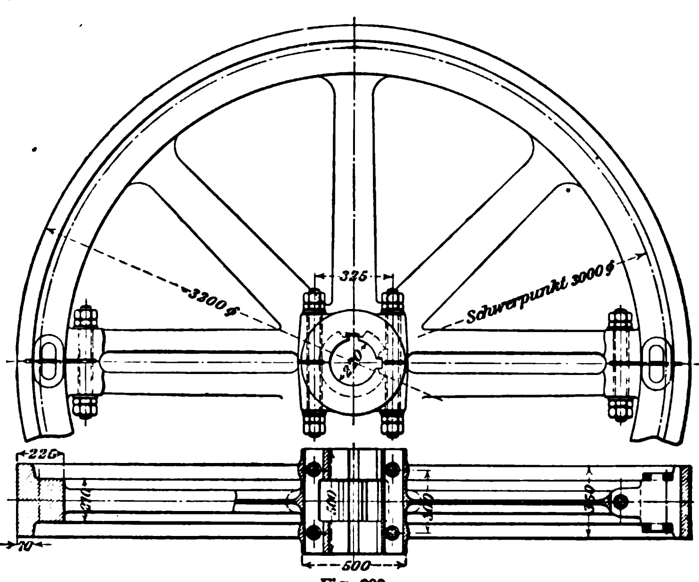


Fig. 290.

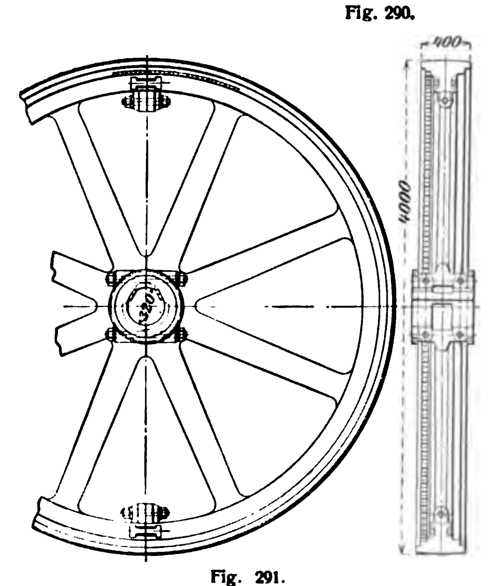


Fig. 291.

etwa 7600 kg. Die Verbindung des Kranzes erfolgt durch eingelegte Laschen und Schraubenbolzen, diejenige der Nabe durch Schraubenbolzen und Schrumpfringe.

Das in Fig. 292 ersichtliche, ebenfalls zwischen zwei Armen geteilte Seilscheiben-Schwungrad der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G. in Dessau hat 6,0 m Durchmesser, 750 mm Kranzbreite und 450 mm Bohrung; es ist mit 10 Rillen für je 50 mm starke Seile versehen. Das Gesamtgewicht beträgt 25 000 kg, das Kranzgewicht 18 000 kg, die Um-

fangsgeschwindigkeit 31,4 m/sek. Die zur Kranzverbindung dienenden Schraubenbolzen von je 4" engl. Durchmesser werden in die gebohrten Löcher der Flanschen stramm eingepaßt.

Als hierher gehörig ist auch das in Fig. 139 (S. 189) dargestellte, aus zwei miteinander verschraubten, je zweiteiligen Rädern zusammengesetzte Seilscheiben-Schwungrad von 6,0 m Durchmesser, 2,380 m

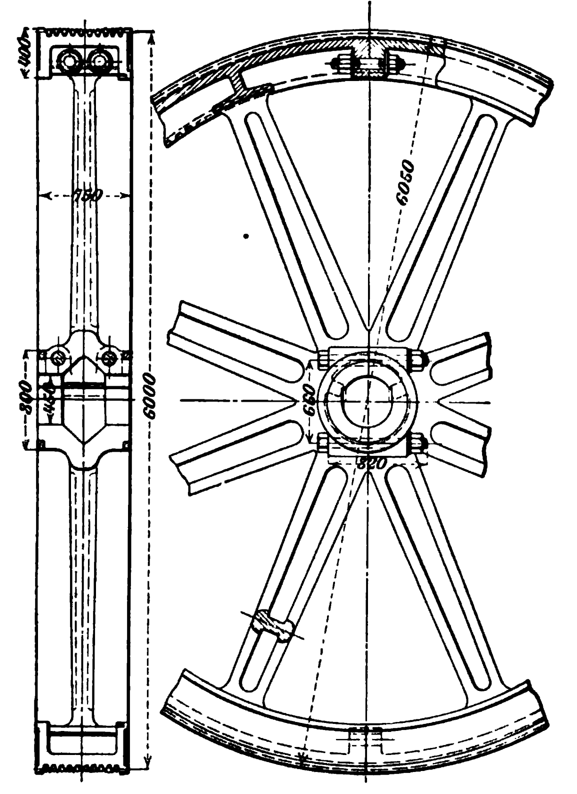


Fig. 292.

gesamter Breite und 530 mm Bohrung der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei zu bezeichnen. Zur Kranz- und Nabenverbindung dieses insgesamt etwa 34300 kg schweren Rades dienen Schraubenbolzen bezw. Schraubenbolzen und Schrumpfringe.

Zum Anlassen der zugehörigen Maschinen (auch für Riemenauflegen, Reparaturen u. s. w.) sind die Schwungräder mit einem inneren

oder äußeren Zahnkranz versehen, in den die Hebel oder Getriebe sogenannter Schaltwerke bezw. von Drehvorrichtungen eingreifen. Die Schaltwerke mit Hebel werden einfach- und doppeltwirkend ausgeführt.

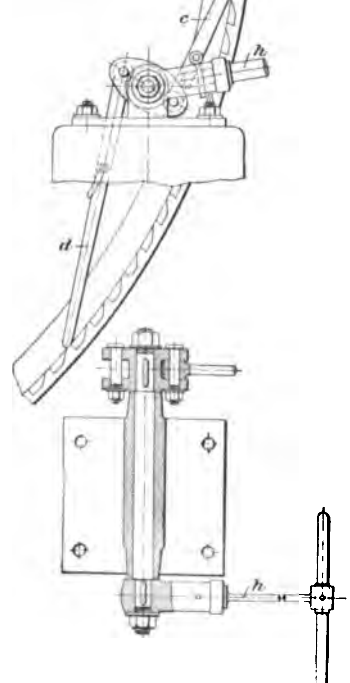


Fig. 293[1]).

Fig. 293 zeigt ein doppeltwirkendes Schaltwerk für größere Maschinen.

Die an ihren freien Enden entsprechend ausgebildeten Hebel *c* und *d* kommen bei der Auf- und Abwärtsbewegung des Handhebels *h* abwechselnd mit den Zähnen des innen verzahnten Schwungrades in Eingriff und bewirken damit die fortschreitende Drehung desselben.

Bei Drehvorrichtungen mit Getriebe wird das letztere mittels eines Hebels von Hand ausgerückt, oder aber es erfolgt die Ausrückung selbsttätig, sobald die Maschine schneller läuft, als die Vorrichtung gedreht wird.

Die Fig. 294 ersichtliche Drehvorrichtung besteht aus einem mit Fußtritt *a* versehenen, am unteren Teile eines Bockgestelles drehbar gelagerten Winkelhebel, der beim Herunterdrücken durch Hebel *b* und Bolzen *c* den mit seinem ebenen, gegabelten Ende über einen mit Bund versehenen Endzapfen der Welle *e* greifenden Gegenhebel *d* so bewegt, daß letztere eine entsprechende Längsverschiebung ausführt, wobei das an ihrem anderen Ende aufgekeilte Getriebe *f* mit dem Zahnkranze des Schwungrades in Eingriff kommt. Die Drehbewegung des Handrades *g* wird durch ein mit diesem auf gemeinsamer Welle sitzendes, entsprechend breites Getriebe auf das Rad *i* der Welle *e*, und von dem Getriebe *f* der letzteren auf das Schwungrad übertragen.

Sobald die Maschinenkurbel in eine für das Anlassen der Maschine günstige Lage gekommen ist, gelangt beim Nachlassen des auf den Fußtritt *a* ausgeübten Druckes das Getriebe *f* durch Wirkung einer vordem zusammengedrückten, in der Führungsbüchse des Bockgestelles liegenden Feder in seine ursprüngliche Lage zurück.

Drehvorrichtungen für ganz große Maschinen bestehen aus einer kleinen Hilfsmaschine — in der Regel einer Zwillingsdampfmaschine mit geneigt liegenden Cylindern —, die mittels Schnecke und Schneckenrades das in den Zahnkranz des Schwungrades eingreifende Getriebe in Umdrehungen bringt.

---

[1]) Haeder, Dampfmaschinen.

Die Leistung dieser Hilfsmaschine beträgt etwa 5 bis 7% der mittleren Leistung der Hauptdampfmaschine, ihre Umdrehungszahl etwa 150 bis 200 in der Minute — entsprechend einer Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades von etwa 0,3 m/sek.

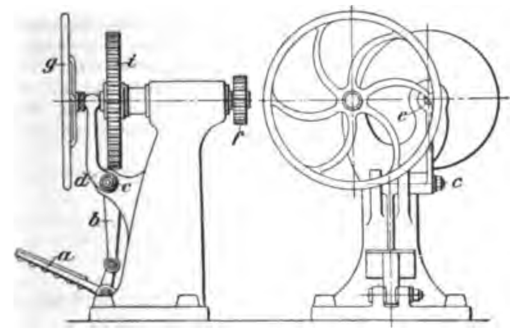


Fig. 294.

B. Centrifugalpendel-Regulatoren.

a) Allgemeines.

Die Regulatoren arbeiten mit umlaufenden Schwungmassen, deren Centrifugalkraft entweder durch Gewichtswirkung der Schwungmassen allein oder in Verbindung mit einer Gewichtsbelastung der Hülse — Gewichtsregulatoren — oder aber durch Federbelastungen — Federregulatoren — im Gleichgewicht gehalten wird.

Man unterscheidet unmittelbar oder mittelbar wirkende Regulatoren. Erstere sind beständig mit dem Regulierwerke verbunden und verstellen dieses unmittelbar, letztere kuppeln nur an den Hubgrenzen eine Hilfskraft mit der Regelungsvorrichtung.

Leistungsregulatoren für Pumpwerke, Kompressoren u. dergl. gestatten Änderungen der minutlichen Umlaufzahl innerhalb weiter Grenzen und damit bei gleicher Hubarbeit stark wechselnde Maschinengeschwindigkeiten.

Bei der gewöhnlichen Anordnung eines Regulators bewegen sich die Schwungmassen um einen festen Drehpunkt an einer (meist lotrechten) Spindel.

Wächst die minutliche Umlaufzahl, die zur Herstellung des Gleichgewichtes nötig ist, mit der Entfernung der Schwungmassen von der Drehachse bezw. mit jeder höheren Muffenstellung, so ist der Regulator statisch, — er befindet sich auf allen Teilen seines Hubes im stabilen Gleichgewicht.

Astatisch sind Regulatoren, die nur bei einer bestimmten Umlaufzahl eine Muffenbewegung zeigen. Bei allen übrigen Umlaufzahlen springen diese Regulatoren von einer Grenzlage der Muffe in die andere. Derartige Regulatoren sind nur als mittelbar wirkende zu gebrauchen; ihr Gleichgewichtszustand ist indifferent.

Ein brauchbarer, unmittelbar wirkender Regulator soll pseudoastatisch sein, d. h. sich dem astatischen Zustande stark nähern, derart, daß die kleinste und die größte Umlaufzahl, die also der tiefsten und höchsten Muffenstellung entspricht, nur wenig voneinander abweichen.

Entspricht einer größeren Entfernung der Schwungmassen von der Achse eine kleinere Umlaufzahl, was durch den Regulator allein oder durch die Anordnung der vom Regulator beeinflußten Teile verursacht sein kann, so ist derselbe im labilen Gleichgewicht. Ein solcher Regulator ist nicht zu gebrauchen. Befindet sich ein Regulator im stabilen Gleichgewicht, so muß nach Obigem mit steigender Muffe die Umlaufzahl zunehmen.

Das Maß dieser Zunahme wird als Ungleichförmigkeitsgrad δ bezeichnet und ausgedrückt durch

$$\delta = \frac{n_{max} - n_{min}}{\frac{n_{max} + n_{min}}{2}} = \frac{n_{max} - n_{min}}{n_m};$$

hierin bedeutet n_{max} die größte, n_{min} die kleinste und n_m die mittlere Umlaufzahl eines Regulators, der nicht mit dem Stellzeug gekuppelt ist.

Von der richtigen Wahl des Ungleichförmigkeitsgrades δ hängt in erster Linie die Regulierfähigkeit des Regulators ab. Wird δ zu klein genommen, so vollführt der Regulator bei Änderung der Belastung des Motors langdauernde Pendelungen oder kommt gar nicht zur Ruhe. Je größer δ gewählt wird, um so schneller nimmt der Regulator jedesmal die neue Gleichgewichtslage ein; andererseits wird bei groß gewähltem δ der gesamte Ungleichförmigkeitsgrad (vergl. S. 332) zu groß, und deshalb wird δ zweckmäßig so klein gemacht, wie es der Regulator unter Berücksichtigung der Masse und der Geschwindigkeit des Schwungrades gestattet.

Für Gewichtsregulatoren kann der erforderliche kleinste Ungleichförmigkeitsgrad (ohne Anwendung einer Ölbremse) nach Tolle[1]) angenähert betragen

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{s}{g\,t^2}}; \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{46}$$

hierin bedeutet

s den Muffenhub in cm,

g die Beschleunigung durch die Schwere $= 981$ cm/sek²,

t die Zeit in Sekunden, in der der Motor vom Ruhezustande aus bei größter Füllung und ohne Belastung seine normale Umlaufzahl erlangt.

Die Zeit t läßt sich an einem ausgeführten Motor durch Versuche feststellen oder im voraus berechnen.

Bezeichnet

N die größte Leistung des Motors in PS,

M die Masse des Schwungringes in kg/m/sek²

V die Geschwindigkeit in m/sek,

so ist

$$t = \frac{M\,V^2}{75\,N}.$$

[1]) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1895, S. 735 u. f.

Bei Federregulatoren ist, sofern durch große Umlaufzahl und großen Abstand der Schwungmassen von der Spindel deren Ausschlag so gering wie möglich gemacht wird, statt des wirklichen Muffenhubes s nur ein Teilbetrag s_r desselben in Gl. 46 einzusetzen — bei Federregulatoren nach Tolle z. B. $s_r = {}^1/_{12}\,s$ für kleinere und $s_r = {}^1/_{15}\,s$ für größere Ausführungen (vergl. S. 352). Federregulatoren gestatten somit bei gleicher Regelungsfähigkeit kleinere Ungleichförmigkeitsgrade als Gewichtsregulatoren.

Befindet sich ein Regulator bei einer gewissen Umlaufzahl n im Gleichgewicht, so kann nach erfolgter Geschwindigkeitsänderung der Maschine eine Muffenbewegung erst dann eintreten, wenn der dieser Bewegung entgegengerichtete Widerstand P überwunden ist. Der letztere setzt sich zusammen aus dem nützlichen Teile W, der durch das Stellzeug auf die Muffe übertragen wird, und dem von der Eigenreibung des Regulators herrührenden, an der Muffe gemessenen Teile R. Ein Steigen oder Sinken der Muffe erfordert aber eine bestimmte Änderung der minutlichen Umlaufzahl n in positivem bezw. negativem Sinne ($+\Delta n$ bezw. $-\Delta n$), bei der der Regulator unempfindlich bleibt. Das Verhältnis dieser Änderung der Umlaufzahl zwischen $n - \Delta n$ bis $n + \Delta n$ zur Umlaufzahl n heißt der Unempfindlichkeitsgrad ε des Regulators; er läßt sich schreiben:

$$\varepsilon = \frac{(n + \Delta n) - (n - \Delta n)}{n} = \frac{2\,\Delta n}{n}.$$

Der Unempfindlichkeitsgrad ε soll bei Maschinen mit hin und her gehender Bewegung stets größer als der Ungleichförmigkeitsgrad δ des zugehörigen Schwungrades (vergl. S. 317) sein, um ein unnötiges Zucken des Regulators innerhalb eines jeden Maschinenhubes zu vermeiden; er darf ferner nicht kleiner sein als der kleinste zulässige Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators (vergl. S. 330).

Als Energie S bezeichnet man diejenige Kraft, welche der ruhend und vom Stellzeug nicht belastet gedachte Regulator an der Muffe ausübt. Diese Kraft ist bei Gewichtsbelastung der Muffe für pseudoastatische Regulatoren konstant, wenn die Schwungkugeln im Verhältnis zur Muffenbelastung klein, die Umlaufzahlen also groß gemacht werden. Die bekannten Regulatoren mit Federbelastung zeigen starke Veränderlichkeit der Energie (Zunahme bei Hartung, Trenck u. s. w., Abnahme bei Pröll); nahezu konstante Energie haben nur die Federregulatoren nach Tolle. Die Größe S ist durch Auswägen des Muffendruckes bei ruhender Spindel für jede Muffenstellung leicht zu ermitteln.

Mit Rücksicht auf gleichbleibende Unempfindlichkeit für alle Muffenstellungen ist konstante Energie S am günstigsten; sie ermöglicht, ohne Änderung des Ungleichförmigkeitsgrades die Muffenbelastung zu vergrößern oder zu verkleinern, z. B behufs Änderung der Umlaufzahl.

Mit Hilfe der Energie läßt sich ε auch schreiben

$$\varepsilon = \frac{P}{S} = \frac{W + R}{S} = \frac{W}{S} + \frac{R}{S} = \varepsilon_w + \varepsilon_r;$$

hieraus folgt

$$P = S\,\varepsilon,$$

d. h. die vom Regulator zur Überwindung der an der Muffe gemessenen Widerstände $W + R$ auszuübende Verstellungskraft ist = Energie $\times$ Unempfindlichkeitsgrad.

Bei den meisten Regulatoren ist ε_r für die einzelnen Muffenstellungen verschieden. Am zweckmäßigsten sind Regulatoren mit möglichst konstantem ε_r.

Die Größe W läßt sich durch Auswiegen an der vorhandenen Regelungsvorrichtung (unter Dampf) zweckmäßig mittels Federwage ermitteln.

Der gesamte Ungleichförmigkeitsgrad i, den der Regulator für die Maschine zuläßt, beträgt angenähert

$$i = \delta + \varepsilon;$$

er entspricht dem mit dem Stellzeuge gekuppelten Regulator.

Das Produkt aus der mittleren Energie S_m und dem Muffenhube s ergibt das Arbeitsvermögen $\mathfrak{A}$ des Regulators, also

$$\mathfrak{A} = S_m\, s = \int S\, d\, s.$$

b) Analytische Berechnung der Pendelregulatoren.

Außer den unter a) (S. 330 u. f.) angegebenen Bezeichnungen bedeute

- G das Gewicht der an einem Pendel hängenden Schwungmasse in kg,
- Q das Gewicht der die Muffe belastenden Hülse in kg,
- l die Länge des Pendels, l_1 die des Kurbelarmes (Pendelstange) und l_2 die der Schubstange (Hülsenstange) in m,
- α, α_0, α_u einen beliebigen, den größten und kleinsten Ausschlagwinkel des Pendels,
- n, n_0, n_u die diesen Winkeln entsprechenden Umlaufzahlen,
- h die lotrechte, r die wagerechte Projektion von l in m,
- a den Abstand des Pendeldrehpunktes von der Spindelachse in m.

Bei den nachstehenden Berechnungen der Gewichtsregulatoren sind die Gewichte der Pendel- und Hülsenstangen l_1 und l_2 unberücksichtigt geblieben; dieselben beeinflussen die Umlaufzahlen des Regulators oft nicht unwesentlich. Zur angenäherten Berücksichtigung dieses Einflusses kann, wenn

G_1 das Gewicht von l_1 in kg,
G_2 „ „ „ l_2 „ „

bedeutet, statt G

$$G + 0{,}4\, G_1 + 0{,}5\, G_2 \frac{l_1}{l}$$

und statt Q

$$Q + 0{,}5\, G_2$$

gesetzt werden.

1. Watt-Regulator.

Fig. 295 zeigt einen Watt-Regulator mit offener Aufhängung der Schwungmassen G.

Es ist

$$h = l \cos\alpha;\quad r = l \sin\alpha;\quad l_1 = l_2;$$

$$s = 2\, l_1 (\cos\alpha_u - \cos\alpha_0);$$

$$n^2 = \frac{900}{h}\, \frac{r}{r + a}.$$

Für die **centrale** Aufhängung der Schwungmassen ist $a = o$, für die **gekreuzte** Aufhängung negativ in die vorstehende Gleichung einzusetzen.

Es ist ferner

$$S = G\frac{l}{l_1};$$

$$\varepsilon = \frac{2\Delta n}{n} = \frac{P}{G}\frac{l_1}{l};$$

$$P = \varepsilon G \frac{l}{l_1}.$$

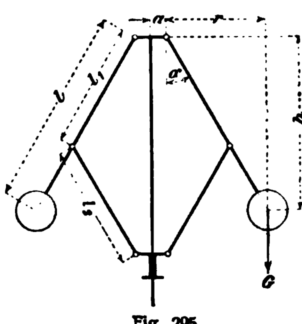


Fig. 295.

Man nimmt

$$l_1 \sim 0{,}6\,l,\ \alpha_u = 15^0;$$

dann wird für **centrale** Aufhängung ($a = o$)

$$n \sim \frac{30}{\sqrt{h}}$$

und für $\alpha_0 = 20^0,\ 25^0,\ 30^0,\ 35^0,$
$\delta = 0{,}011,\ 0{,}032,\ 0{,}055,\ 0{,}083.$

Für **offene** und **gekreuzte** Stangen kann $a \sim 0{,}1\,l$ gesetzt werden.

Trägt man im rechtwinkligen Koordinatensystem die Ausschlagwinkel α des Pendels als Abscissen, die zugehörigen Umlaufzahlen als Ordinaten auf und verbindet die Endpunkte derselben, so erhält man die sog. n-**Kurve**, deren Verlauf zeigt, in welchem Gleichgewichtszustande sich ein Regulator in den einzelnen Stellungen befindet.

Die Diagramme der n-Kurven des **Watt-Regulators** für centrale, offene und geschlossene Aufhängung sind in Fig. 296 dargestellt.

Für die **centrale** Aufhängung gilt die Kurve I.

Es ist hier $a = o$, demnach $n = \sqrt{\frac{900}{h}} = O\,m$. Dieser Wert ist der kleinste, den der Regulator annehmen kann. Von $O\,m$ an steigt die Kurve beständig — erst langsam, dann schneller —, bis sie schließlich (für $\alpha = 90^0$) in eine zu $O\,Y$ parallele Gerade übergeht. Der Regulator ist **stabil**.

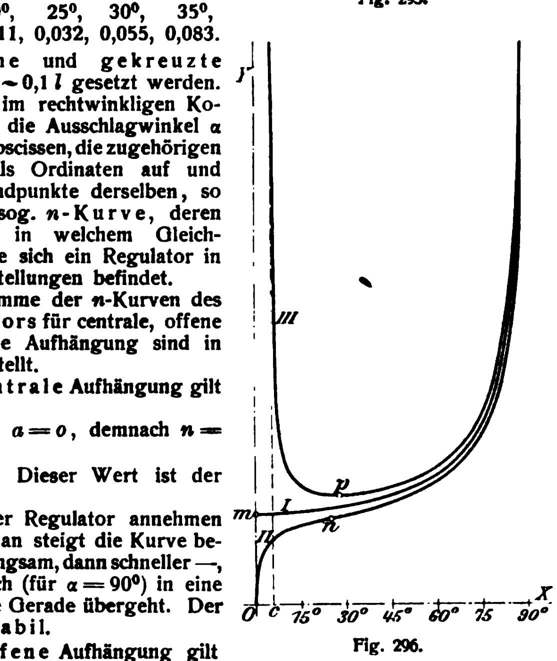


Fig. 296.

Für die **offene** Aufhängung gilt die Kurve II.

Wenn $r = o$, ist auch $n = o$. Die Kurve beginnt demnach im Koordinatenmittelpunkte O, steigt anfangs schnell, erreicht in n einen **Wendepunkt** und steigt für größere Werte von α wieder schnell aufwärts.

Für die **gekreuzte** Aufhängung gilt die Kurve III.

Es sei $Oc = a$. Für $r + a = o$ wird $n = \infty$, die Ordinate in c demnach unendlich groß. Von da fällt die Kurve bis zu einem Punkte p — **astatischer Punkt** (vergl. S. 340) —, der zugleich unterer Grenzpunkt des stabilen Teiles der n-Kurve ist. Die Abscisse des Punktes p wird gefunden aus $\sin \alpha_u = \sqrt[3]{\frac{a}{l}}$. Von p steigt die Kurve in ähnlicher Weise wie die Kurven I und II.

2. Porter-Regulator.

Belastet man die Muffe des Watt-Regulators für **offene** Aufhängung mit einem Gewichte Q, welches die Spindel lose umgibt, so entsteht der Porter-Regulator (Fig. 297).

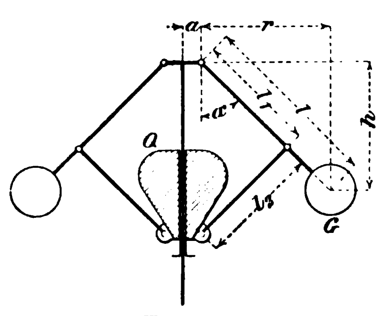


Fig. 297.

Es ist

$$n^2 = \frac{900}{h} \frac{r}{r + a} \frac{G + Q\frac{l_1}{l}}{G};$$

$$S = Q + G\frac{l}{l_1};$$

$$\varepsilon = \frac{2\Delta n}{n} = \frac{P}{Q + G\frac{l}{l_1}};$$

$$P = \varepsilon\left(Q + G\frac{l}{l_1}\right).$$

Die Umlaufzahlen sind infolge der Muffenbelastung bei gleichem l wesentlich größer als beim Watt-Regulator, ebenso auch die Energie und die Verstellungskraft; dagegen wird der Unempfindlichkeitsgrad klein. Die n-Kurve verläuft ähnlich wie diejenige des Watt-Regulators mit **offener** Aufhängung. Der Abscisse des Wendepunktes entspricht ein Winkel $\alpha \sim 40^0$; ein astatischer Punkt ist nicht vorhanden.

Zu empfehlen ist

$$a = 0{,}1\,l;\ l_1 = l_2 = 0{,}66\,l \text{ neben } \alpha_u = 40^0;$$

dann wird für

$$\alpha_0 = 42^0,\quad 43^0,\quad 44^0,\quad 45^0,\quad 46^0,\quad 47^0,$$
$$\delta = 0{,}019,\ 0{,}027,\ 0{,}036,\ 0{,}045,\ 0{,}055,\ 0{,}067.$$

Häufig findet man $l = l_1$, obwohl $l > l_1$ günstiger ist.

Beispiel: Es sei $l = 0{,}3$ m, $l_1 = 0{,}2$ m, $a = 0{,}03$ m, $\alpha = 42^0$, so wird $h = 0{,}3 \cos 42^0 = 0{,}223$ m; $r = 0{,}3 \sin 42^0 = 0{,}200$ m.

Wenn ferner

$$G = 8 \text{ kg},\ Q = 50 \text{ kg},\ P = 1{,}5 \text{ kg},$$

so erhält man

$$n = \sqrt{\frac{900}{0{,}223} \frac{0{,}20}{0{,}20 + 0{,}03} \frac{8 + 50\frac{0{,}2}{0{,}3}}{8}} = 134{,}6;$$

$$\varepsilon = \frac{1{,}5}{50 + 8\frac{0{,}3}{0{,}2}} = 0{,}024;\ \Delta n = \frac{0{,}024 \cdot 134{,}6}{2} \sim 1{,}6.$$

Der Regulator macht also im Beharrungszustande 134,6 Umläufe bei einem Ausschlagwinkel von 42°. Nimmt diese Umlaufzahl um 1,6 zu oder ab, so beginnt der Regulator zu steigen oder zu fallen.

3. Kley-Regulator.

Belastet man die Muffe des Watt-Regulators für gekreuzte Aufhängung mit einem Gewichte Q, welches in diesem Falle unterhalb des Armgesperres liegt oder in besonderer Weise am Stellzeuge wirkt, so entsteht der Kley-Regulator (Fig. 298).

Für diesen gilt

$$n^2 = \frac{900}{h}\,\frac{r}{r-a}\,\frac{G+Q\frac{l_1}{l}}{G};$$

$$S = Q + G\frac{l}{l_1};$$

$$\varepsilon = \frac{2\Delta n}{n} = \frac{P}{Q+G\frac{l}{l_1}};$$

$$P = \varepsilon\left(Q + G\frac{l}{l_1}\right).$$

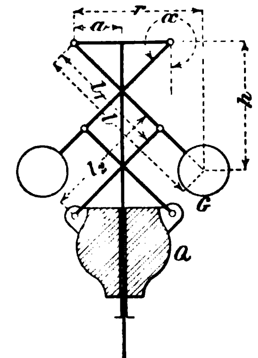


Fig. 298.

Die sehr günstige pseudoastatische n-Kurve zeigt einen ähnlichen Verlauf wie die des Watt-Regulators für gekreuzte Aufhängung. Nur diejenigen Ausschlagwinkel, welche dem stabilen Teile der Kurve entsprechen, kommen in Anwendung. Der unterste Punkt des stabilen Teiles der n-Kurve ist gegeben durch $\sin \alpha_u = \sqrt[3]{\frac{a}{l}}$. Da α hier im vierten Quadranten liegt (s. Fig. 298), folgt für

$$360^0 - \alpha_u = 15^0,\quad 20^0,\quad 25^0,\quad 30^0,\quad 35^0,\quad 40^0,$$

$$\frac{a}{l} \gtrless 0{,}017,\quad 0{,}040,\quad 0{,}075,\quad 0{,}125,\quad 0{,}189,\quad 0{,}265.$$

Zu empfehlen ist

$$l_1 = l_2 = 0{,}66\,l \text{ neben } 360^0 - \alpha_u = 40^0, \text{ also } a = 0{,}265\,l,$$

wobei für

$$360^0 - \alpha_u = 45^0,\quad 47^1/_2{}^0,\quad 50^0,\quad 52^1/_2{}^0,\quad 55^0,$$
$$\delta = 0{,}0108,\quad 0{,}020,\quad 0{,}034,\quad 0{,}055,\quad 0{,}077.$$

Bei nicht gekreuzten unteren Armen — Steinle-Regulator (s. S. 338) — kann $l_1 = 0{,}66\,l$ neben $360^0 - \alpha_u = 26^0$, $a = 0{,}08\,l$ und $l_2 = 0{,}8\,l_1$ gesetzt werden.

4. Kosinus-Regulator.

Der Regulator (Fig. 299) besitzt zwei dreiarmige Pendel, deren Drehpunkte A mit dem Hülsengewichte Q verbunden sind und daher lotrecht geführt werden. An zwei Armen jedes Pendels sind Schwungkugeln befestigt, während der Endpunkt B des dritten Pendelarmes mittels einer Rolle auf einer an der umlaufenden Spindel angebrachten Führung gleitet.

Denkt man sich die Gewichte zweier Schwungkugeln G_1 und G_2 in ihrem Schwerpunkte S_0 vereinigt, so ist

$$n^2 = 900 \frac{\left(G + \frac{Q}{2}\right) l_1 \sin(\beta - \alpha) + G\, l \sin\alpha}{G\, a\, l \cos\alpha}; \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{47}$$

$$\varepsilon = \frac{2\,\Delta n}{n} = \frac{P}{2\,G + Q + 2\,G \frac{l}{l_1} \frac{\sin\alpha}{\sin(\beta - \alpha)}}.$$

Setzt man in Gl. 47 $\sin(\beta - \alpha) = \sin\beta\cos\alpha - \cos\beta\sin\alpha$ und dividiert mit $\cos\alpha$, so folgt

$$n^2 = \frac{900}{G\,a\,l}\left[\left(G + \frac{Q}{2}\right) l_1 \sin\beta - \left(G + \frac{Q}{2}\right) l_1 \cos\beta \operatorname{tg}\alpha + G\, l \operatorname{tg}\alpha\right].$$

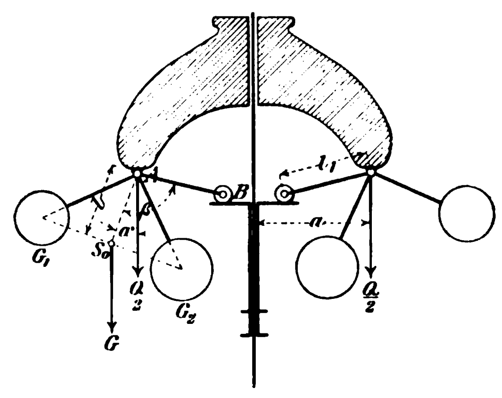


Fig. 299.

Macht man hierin

$$\left(G + \frac{Q}{2}\right) l_1 \cos\beta = G\, l,$$

so wird

$$n^2 = \frac{900}{G\,a\,l}\left(G + \frac{Q}{2}\right) l_1 \sin\beta; \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{48}$$

$$\frac{2\,\Delta n}{n} = \frac{P}{Q + 2\,G}.$$

Gl. 48 zeigt, daß n unabhängig vom Ausschlagwinkel α ist, der Regulator somit genau astatisch wird. Als Bedingung für Astasie gilt

$$\cos\beta = \frac{l}{l_1} \frac{G}{G + \frac{Q}{2}}.$$

Wünscht man noch genügende Stabilität, so ist β kleiner zu machen als dieser Gleichung entspricht.

5. Pröll-Regulator.

Bei diesem Regulator (Fig. 300) sind die Pendelarme umgekehrt aufgehängt, womit die n-Kurve die gewünschte Annäherung an die Astasie erhält. Eine Vergrößerung von Q vergrößert δ; eine Vergrößerung von G vermindert δ. Der Unempfindlichkeitsgrad ε_r, hervorgerufen durch die Eigenreibung, beträgt etwa 2%.

Es ist

$$n^2 = \frac{900}{h} \frac{r}{r+a} \frac{(2G+Q)\frac{l_1}{l}\frac{\sin\beta}{\sin\alpha} - G}{G};$$

$$\varepsilon = \frac{2\Delta n}{n} \frac{P}{2G+Q-G\frac{l}{l_1}\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}}.$$

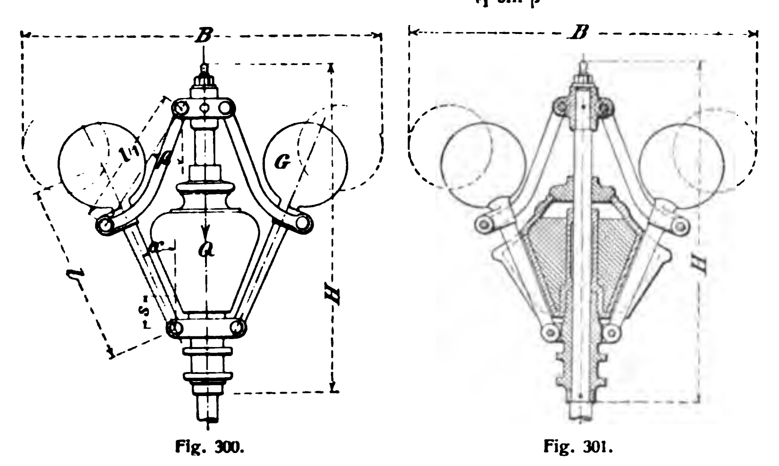


Fig. 300. Fig. 301.

Fig. 300 zeigt den Pröll-Regulator mit leichter, Fig. 301 denjenigen mit schwerer Hülse nach Ausführung der Lauchhammerhütte.

Pröll-Regulatur mit leichter Hülse.

$\delta = 0{,}02$ bis $0{,}03$.

Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Mittlere Energie S_m kg	Muffenhub s mm	Arbeitsvermögen mkg	Größte Breite B mm	Größte Höhe H mm
I	120	0,5	40	0,02	390	380
II	100	1,0	50	0,05	500	470
III	90	1,5	60	0,09	600	570
IV	80	2,0	70	0,14	690	660

Pröll-Regulator mit schwerer Hülse.

$\delta = 0{,}03$ bis $0{,}04$.

Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Mittlere Energie S_m kg	Muffenhub s mm	Arbeitsvermögen mkg	Größte Breite B mm	Größte Höhe H mm
Ia	145	1,3	55	0,070	445	420
IIa	130	2,0	65	0,130	510	470
IIIa	115	2,5	75	0,187	615	570
IVa	107	3,4	80	0,272	700	660
Va	120	4,3	80	0,344	700	660

Die Regulatoren mit leichter (massiver) Hülse werden für Steuerungen mit geringem Kraftbedarf, diejenigen mit schwerer (zum Nachfüllen mit

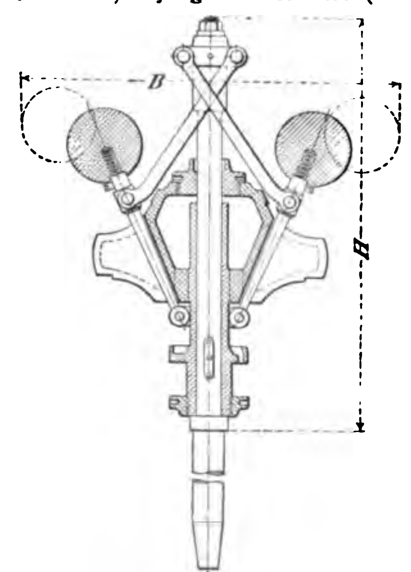


Fig. 302.

Blei eingerichteter) Hülse für solche mit größerem Kraftbedarf oder mit stärkerem Rückdruck auf die Hülse angewendet [1]).

6. Steinle-Regulator.

Auch bei diesem Regulator mit gekreuzten Pendel- und offenen Hülsenstangen (Fig. 302) zeigt die n-Kurve einen günstigen pseudo-astatischen Verlauf.

[1]) Für schwer bewegliche Steuerungen u. s. w. werden vierkugelige Regulatoren, System Pröll, mit schwerer Hülse empfohlen.

Von Hartung, Kuhn & Cie., A.-G. in Düsseldorf gebaute derartige Regulatoren kommen für nachstehende Leistungen und Abmessungen in den Handel[1].

Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Mittlere Energie S_m kg	Muffenhub s mm	Arbeitsvermögen mkg	Größte Breite B mm	Größte Höhe H mm
1	120	12,5	40	0,5	390	420
2	100	25	50	1,25	500	515
3	90	37,5	60	2,25	600	610
4	80	50	70	3,50	690	710
5	130	50	65	3,25	510	505
6	115	62,5	75	4,70	615	610
7	107	87,5	80	7,00	650	650
8	120	112,5	80	9,00	700	710
9	120	140	100	14,00	780	800
10	120	190	120	22,80	880	920
11	120	288	140	40,30	980	960
12	110	487,5	150	73,00	1065	1100

Über die Berechnung der Federregulatoren siehe nachstehend unter c) 3 (S. 345 u. f.).

c) Beurteilung der Pendelregulatoren auf Grund von Diagrammen[2].

1. Konstruktion und Bedeutung der C-Kurven.

Bezeichnet

G das Gewicht und M die Masse aller Schwungkörper zusammen,
C deren gesamte Centrifugalkraft,
Q das Gewicht der die Muffe belastenden Hülse,
x den Abstand des Schwerpunktes M von der Spindel,

so findet sich die Winkelgeschwindigkeit ω bezw. die minutliche Umlaufzahl n des Regulators aus

$$C = \omega^2 M x = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{\pi^2}{g} G x.$$

Bestimmt man die Kräfte C in den verschiedenen Regulatorstellungen durch Rechnung oder Zeichnung und trägt dieselben als Ordinaten von einer Wagerechten aus senkrecht unter den Schwerpunkten M ab, so liegen die Endpunkte auf einer Kurve — der sog. C-Kurve —, die, da sie über den Charakter des Regulators in den einzelnen Wirkungsgebieten Aufschluß gibt, auch die Charakteristik des Regulators genannt wird.

---

[1]) Steinle-Regulatoren werden auch von Zabel & Co. in Quedlinburg und von Steinle & Hartung ebendaselbst gebaut.

[2]) Vergl. M. Tolle: „Beiträge zur Beurteilung der Centrifugalpendel-Regulatoren", Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1895, S. 735 u. 1896, S. 1424.

Für den beliebigen Punkt P_u (Fig. 303) einer so ermittelten C-Kurve folgt

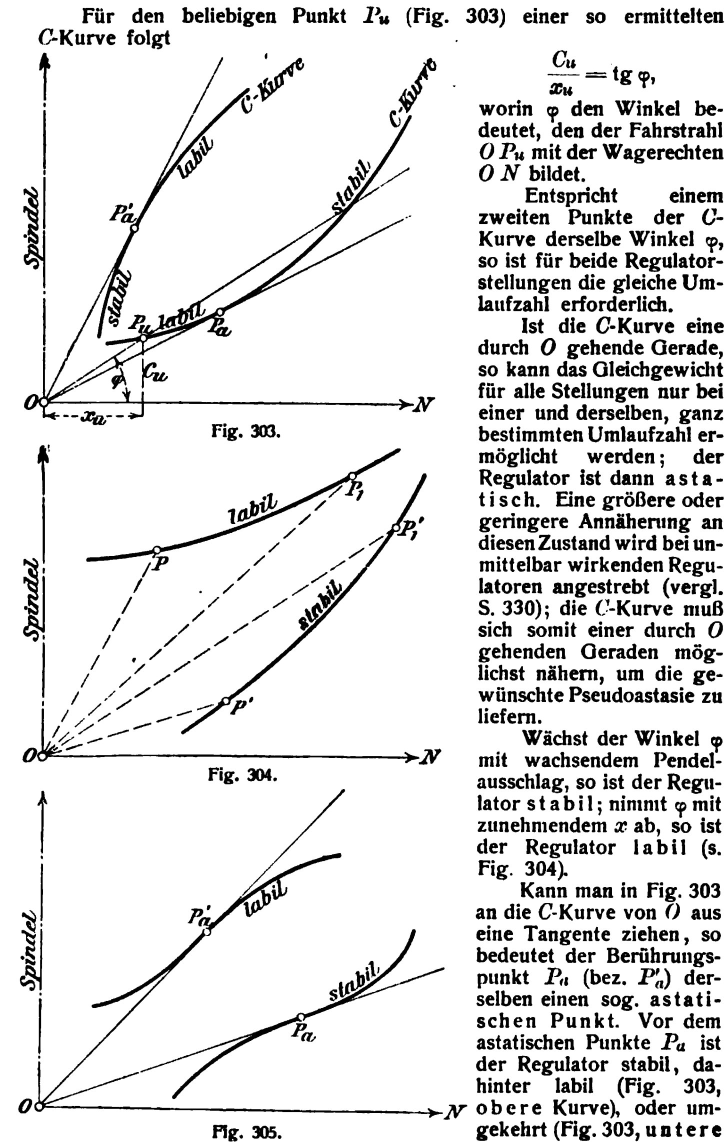


Fig. 303.

Fig. 304.

Fig. 305.

$$\frac{C_u}{x_u} = \operatorname{tg} \varphi,$$

worin φ den Winkel bedeutet, den der Fahrstrahl $O\,P_u$ mit der Wagerechten $O\,N$ bildet.

Entspricht einem zweiten Punkte der C-Kurve derselbe Winkel φ, so ist für beide Reglerstellungen die gleiche Umlaufzahl erforderlich.

Ist die C-Kurve eine durch O gehende Gerade, so kann das Gleichgewicht für alle Stellungen nur bei einer und derselben, ganz bestimmten Umlaufzahl ermöglicht werden; der Regulator ist dann astatisch. Eine größere oder geringere Annäherung an diesen Zustand wird bei unmittelbar wirkenden Regulatoren angestrebt (vergl. S. 330); die C-Kurve muß sich somit einer durch O gehenden Geraden möglichst nähern, um die gewünschte Pseudoastasie zu liefern.

Wächst der Winkel φ mit wachsendem Pendelausschlag, so ist der Regulator stabil; nimmt φ mit zunehmendem x ab, so ist der Regulator labil (s. Fig. 304).

Kann man in Fig. 303 an die C-Kurve von O aus eine Tangente ziehen, so bedeutet der Berührungspunkt P_a (bez. P_a') derselben einen sog. astatischen Punkt. Vor dem astatischen Punkte P_a ist der Regulator stabil, dahinter labil (Fig. 303, obere Kurve), oder umgekehrt (Fig. 303, untere

Kurve). Ist P_a ein Wendepunkt der C-Kurve (Fig. 305), so ist der Regulator ganz stabil oder ganz labil.

Zieht man in Fig. 306 durch die Endpunkte P_u und P_o des benutzten Teiles der C-Kurve Strahlen von O aus, schneidet diese durch

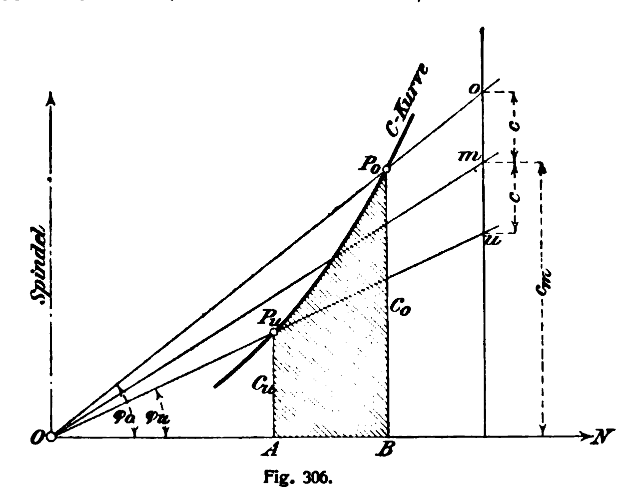


Fig. 306.

eine beliebige Senkrechte in o und u und mißt die Strecke c_m von $O\,N$ bis zur Mitte m zwischen o und u, so erhält man den **Ungleichförmigkeitsgrad**

$$\delta = \frac{c}{c_m}.$$

Ist umgekehrt δ gegeben, und soll die einer tiefsten Muffenstellung entsprechende höchste Stellung ermittelt werden, so ist $O\,P_u$ bis zum Schnittpunkte u mit der beliebig auf $O\,N$ errichteten Senkrechten zu ziehen, auf dieser $M\,O = 2\,c = 2\,\delta\,c_m$ nach oben abzutragen und mit $O\,o$ die C-Kurve im gesuchten höchsten Punkte zu schneiden.

Es ist selbstverständlich, daß in der Nähe eines astatischen Punktes P_a der Ungleichförmigkeitsgrad am leichtesten klein zu halten ist; man verwendet deshalb zweckmäßig solche Stücke der C-Kurve, die ungefähr mit P_a beginnen und stabil sind.

Die C-Kurve ermöglicht ferner eine unmittelbare Bestimmung des **Arbeitsvermögens** $\mathfrak{A}$ eines Regulators.

Beachtet man nämlich, daß sich Energie S und Centrifugalkraft C eines Regulators in jeder Stellung desselben das Gleichgewicht halten, und daß für eine unendlich kleine Verschiebung der Muffe $d\,s$ die Schwungkugeln in Richtung der Centrifugalkraft C um dx nach außen rücken, so folgt

$$C\,d\,x = S\,d\,s$$

und

$$\mathfrak{A} = \int S\,d\,s = \int C\,d\,x.$$

Das Arbeitsvermögen ist in Fig. 306 durch die von der Grundlinie ON, der C-Kurve und den beiden Endwerten der Centrifugalkräfte C_u und C_o eingeschlossene Fläche $\mathfrak{A} = \int C\,dx = A\,P_u\,P_o\,B$ dargestellt.

Auch für Flachregler mit beliebig gestaltetem Schwungkörper bleiben die vorstehenden Beziehungen gültig, wenn man von einer zu AI (Fig. 307) senkrechten Achse ON aus unter dem Schwerpunkte S_o des Schwungkörpers die Centrifugalkraftmomente $\mathfrak{M}$ des Pendels von der Masse M und dem Gewichte G als Ordinaten errichtet. Die $\mathfrak{M}$-Kurve ist dann genau so zu benutzen, wie die C-Kurve der vorstehend genannten sog. Kegelregulatoren. Zur Bestimmung von n gilt hier

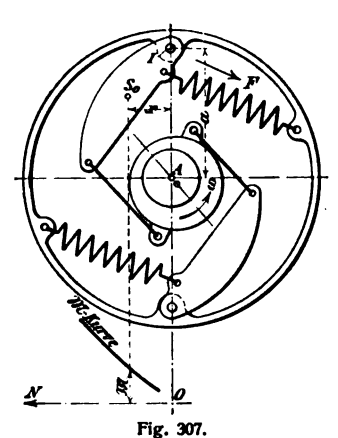


Fig. 307.

$$\mathfrak{M} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{\pi^2}{g}\,a\,G\,x.$$

Den Centrifugalkräften des umlaufenden Schwungkörpers ist durch die Spannkraft F angreifender Federn in den einzelnen Stellungen Gleichgewicht zu halten.

Über einen mit Trägheitsring versehenen Flachregler (Bauart Lentz) s. unter „Dampfmaschinen".

Für die weiteren Untersuchungen zur Beurteilung der Centrifugalpendel-Regulatoren empfiehlt es sich, die von G und Q herrührenden Anteile der Centrifugalkraft (C_g und C_q) getrennt zu ermitteln und als Ordinaten zu einer C_g- und C_q-Kurve aufzutragen. Es ist dann

$$C = C_g + C_q.$$

2. Gewichtsregulatoren.

α) Unmittelbare Aufhängung des Pendels.

Für den allgemeinen Fall ergibt Fig. 308 — es sind hier $Q = 80$ kg und $G = 40$ kg zugrunde gelegt — alle erforderlichen Größen durch Zeichnung, wie folgt.

C_g-Kurve. G und C_g sind an dem Pendel $I\,II\,M$ im Gleichgewicht, wenn ihre Resultierende R durch den festen Drehpunkt I geht. Man trägt daher von I aus G senkrecht nach unten ab und zieht durch den Endpunkt die Wagerechte gg, so schneiden die Linien IM auf der letzteren die gesuchten C_g für die einzelnen Regulatorstellungen ab.

C_q-Kurve. Die Wirkung von Q überträgt sich auf das Pendel $I\,II$ durch die Schubstange $II\,III$. Die Zugkraft S_q in dieser folgt durch Zerlegung von Q in die Horizontalkomponente H und nach der Richtung von $II\,III$. Da H auf jeder Seite der Spindel erscheint, heben sich ihre Wirkungen auf. S_q und C_q müssen am Pendel $I\,II$ im Gleichgewicht stehen unter Vermittelung einer Zapfenreaktion R',

die einerseits durch I, andererseits durch den Schnittpunkt B von C_q und S_q gehen muß. Die Größen von R' und der gesuchten C_q finden sich dann aus dem Kräftedreieck IAD, in welchem IA gleich und parallel S_q dadurch gemacht worden ist, daß Q von I aus senkrecht nach oben abgetragen, durch den Endpunkt von Q die Wagerechte qq

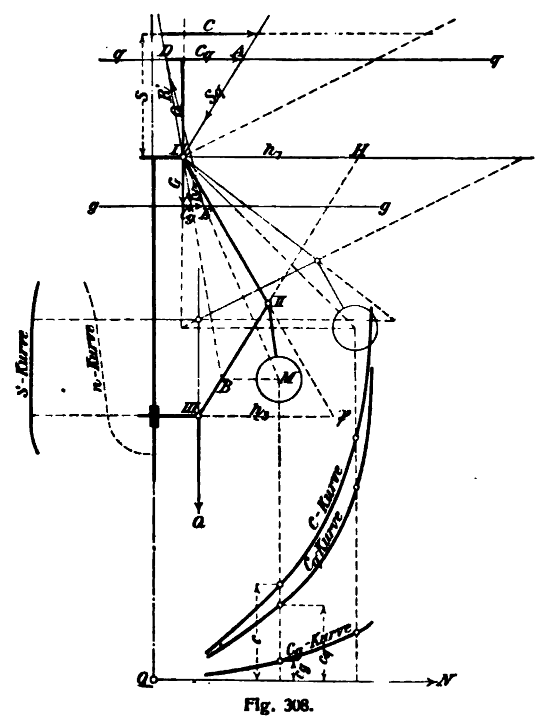


Fig. 308.

gelegt, BI über I hinaus verlängert und schließlich durch I zur Schubstange die Parallele IA gezogen ist.

Energie S. Es ist stets

$$\frac{S}{C} = \frac{Q}{C_q};$$

man erhält somit S als Höhe aus einem zu IAD ähnlichen Dreieck mit C als Grundlinie.

Zapfendrücke. Die Resultierende von R und R' bedeutet den gesamten Druck Z_1 auf den Zapfen I; derselbe ist durch die Verbindungslinie DE seiner Größe und Richtung nach gegeben. S_q ist der Zapfendruck für II und III. Hiermit lassen sich die bezüglichen Zapfendurchmesser d_1, d_2 und d_3 berechnen.

Die Eigenreibung R (auf die Hülse bezogen) ergibt sich, wenn $I\,H = h_1$ und $III\,\mathfrak{P} = h_3$, ferner μ den Zapfenreibungkoeffizienten bedeutet, aus

$$R = \frac{\mu}{2\,h_1}(Z_1 d_1 + Z_2 d_2) + \frac{\mu}{2\,h_3}(Z_2 d_2 + Z_3 d_3)$$

und, wenn $d_1 = d_2 = d_3$, allgemein $= d$ gesetzt wird, aus

$$R = \frac{\mu\,d}{2}\left[\frac{Z_1 + Z_2}{h_1} + \frac{Z_2 + Z_3}{h_3}\right].$$

Für den von der Eigenreibung herrührenden Unempfindlichkeitsgrad ε_r gilt

$$\varepsilon_r = \frac{R}{S}.$$

Für die Auswahl der Größe eines Regulators ist zumeist die sog. nützliche Verstellungskraft W maßgebend. Die dieser entsprechende Energie S folgt bei einem angenommenen gesamten Unempfindlichkeitsgrade ε_r aus

$$\varepsilon_{w} = \varepsilon - \varepsilon_r$$

mit

$$S = \frac{W}{\varepsilon_w} = \frac{W + R}{\varepsilon}.$$

Für rhombische Aufhängung des Pendels (I und III haben gleichen Abstand von der Spindel, $I\,II = II\,III$, $I\,II \cdot M$ liegen auf einer Geraden), d. h. bei den Regulatoren von Watt, Porter und Kley, sind die C_g-, C_q- und C-Kurve von gleicher stabiler Gestalt. Q und G können, ohne δ zu beeinflussen, behufs Erzielung anderer Umdrehungszahlen beliebig abgeändert werden. (Durch Kreuzung der Stangen läßt sich der Ungleichförmigkeitsgrad δ nach Belieben verringern.) Es ist ferner die Energie S im allgemeinen konstant, während die Größe R der Eigenreibung und damit auch ε_r für die oberen Stellungen wesentlich niedriger ist als für die unteren.

β) Umgekehrte Aufhängung des Pendels.

Hierhin gehören die Regulatoren von Pröll und Steinle. Betreffs der in ähnlicher Weise wie unter α) durch Zeichnung zu findenden Kurven der Centrifugalkräfte ist anzuführen, daß die C_g-Kurve derartiger ausgeführter Regulatoren in der Regel einen astatischen Punkt P_a aufweist und somit in dessen Nähe pseudoastatisch verläuft. Die C_q-Kurve besitzt dagegen einen stark statischen Charakter, und auch die C-Kurve behält diesen Charakter, obwohl ihn die C_g-Kurve der Pseudoastasie näherrückt. Es ist somit nur durch labilen Verlauf der C_g-Kurve eine gewisse Pseudoastasie erreichbar. Kommt der für gewisse Verhältnisse nötige Ungleichförmigkeitsgrad dadurch zustande, daß die entgegengesetzten Eigenschaften der C_g- und C_q-Kurve sich ausgleichen, so liegt die Gefahr vor, daß bei einer Änderung einer der beiden Größen G oder Q, wie sie gebräuchlich ist, um hierdurch einen Regulator für eine andere Umdrehungszahl einzurichten, die C-Kurve ihren Charakter verliert; am nachteiligsten ist natürlich eine derartige Änderung, durch welche die C-Kurve labil wird.

Besondere Vorteile bieten die Regulatoren mit umgekehrter Aufhängung des Pendels nicht. Den Kley-Regulatoren gegenüber be-

sitzen sie den Nachteil, daß bei gleichen Gewichten die Energie S kleiner, die Eigenreibung R bezw. ε_r und ebenso der gesamte Unempfindlichkeitsgrad ε, insbesondere bei kleineren Umdrehungszahlen, größer wird.

3. Federregulatoren.

Die an Stelle der Gewichte mit Federn belasteten Regulatoren gestatten, wie schon S. 331 hervorgehoben, bei gleicher Regelungsfähigkeit kleinere Ungleichförmigkeitsgrade als Gewichtsregulatoren. Es läßt sich durch passende Wahl der Federabmessungen beliebige Annäherung an die Astasie herbeiführen und da der Charakter des Regulators vollkommen von dem Verhalten der Feder abhängig ist, durch Spannen oder Entspannen derselben der Ungleichförmigkeitsgrad nach Bedarf abändern.

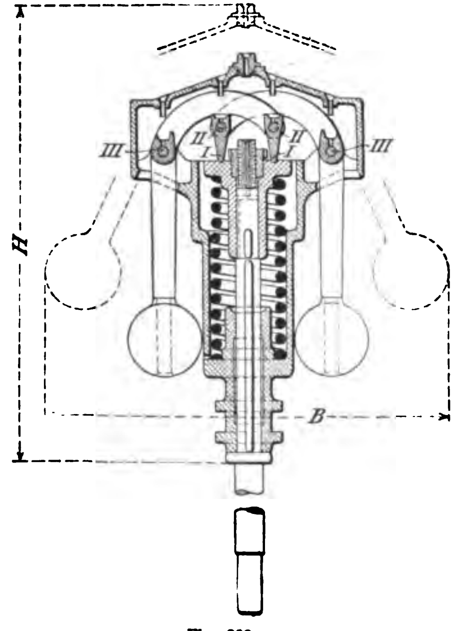


Fig. 309.

Als Beispiel zur Ermittelung der Centrifugalkräfte C und der C-Kurven u. s. w. eines Federregulators durch Rechnung und Zeichnung diene der in Fig. 309 dargestellte Winkelhebelregulator von R. Trenck in Erfurt mit Gewichts- und Federbelastung.

Der Drehpunkt III ist mit der Hülse verbunden und wird somit lotrecht, der Endpunkt II angenähert in einer Wagrechten durch Stelzen I II geführt, die um den festen Punkt I schwingen.

Die Federbelastung F soll dem größten Teile der Centrifugalkraft das Gleichgewicht halten; die entsprechende C_f-Kurve muß also schon einen fast astatischen Charakter zeigen, damit nach Ausgleich derselben mit der C_g- und C_q-Kurve die gesamte C-Kurve die gewünschte Annäherung an die Astasie erhält.

Unter der Voraussetzung, daß Punkt II genau wagerecht geführt wird, ergibt sich C_q durch folgende Überlegung.

Zieht man in dem Fig. 310 ersichtlichen Schema eines Trenck-Regulators durch II eine Lotrechte, durch III eine Wagrechte, so liefert der Schnitt beider den augenblicklichen Drehpunkt für den

Winkelhebel, den Pol $\mathfrak{P}$. Bei einem Ausschlag des Armes a um den Winkel α aus der Senkrechten gilt

$$Q\,b\cos(\alpha-\gamma)=C_q\,a\cos\alpha;$$

$$C_q=Q\,\frac{b}{a}\,\frac{\cos(\alpha-\gamma)}{\cos\alpha}=Q\,\frac{b}{a}(\cos\gamma+\sin\gamma\,\mathrm{tg}\,\alpha)\;.\;.\;.\;49$$

Für $\beta=90^0$ oder $\gamma=0$ wird

$$C_q=Q\,\frac{b}{a}=\text{konst.},$$

d. h. die C-Kurve ist, da für kleine Ausschlagwinkel α sich C_q nur ganz unbedeutend ändert, eine zur Achse $O\,N$ (Fig. 311) parallele Gerade und mithin derart labil, daß Q durch eine mit steigender Muffe zunehmende Federkraft F ersetzt werden muß. C_g findet sich aus der Gleichung

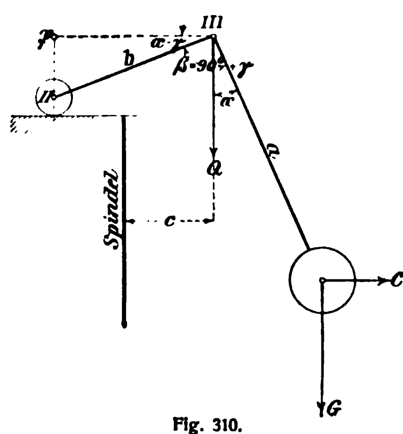


Fig. 310.

$$C_g\,a\cos\alpha=G\,[a\sin\alpha+b\cos(\alpha-\gamma)],$$

zu

$$C_g=G\,[\mathrm{tg}\,\alpha(1+\frac{b}{a}\sin\gamma)+\frac{b}{a}\cos\gamma].$$

Der Form nach stimmt bezüglich des Ausschlagwinkels α dieser Ausdruck mit dem für C_q (Gl. 49) überein.

Mit Berücksichtigung der wirklichen Bahn des Zapfens II lassen sich alle maßgebenden Größen am einfachsten zeichnerisch ermitteln, was in Fig. 311 durchgeführt ist.

Es sind hier folgende Maße zugrunde gelegt: Hülsengewicht $Q=68$ kg; Gewicht aller Schwungmassen $G=16$ kg; Muffenhub $=54$ mm; mittlere Centrifugalkraft $C_m=115$ kg — bei einem Abstande der Schwungmassen $x=0{,}2$ m, entsprechend einer mittleren Umlaufzahl von 180 in der Minute.

Mit einem Ungleichförmigkeitsgrade $\delta=0{,}02$ lassen sich die Werte der Centrifugalkräfte C für die höchste und tiefste Stellung nach Fig. 306 (S. 341) ermitteln.

Legt man in Fig. 311 durch III (bezw. durch die der tiefsten, mittleren und höchsten Muffenstellung entsprechenden Punkte III_1, III_2 und III_3) eine Wagerechte, so schneidet diese auf der Stelzenrichtung $I\,II$ den Pol $\mathfrak{P}$ ab. Zieht man $\mathfrak{P}\,M$, verlängert diese Linie über M hinaus und setzt sie mit G zu einem Kräftedreieck zusammen, so erhält man C_g. In gleicher Weise findet sich C_q aus Q, indem man durch M die Wagerechte $M\,B$ legt, diese in B zum Schnitt mit der Lotrechten durch III bringt und in dem Kräftedreieck $b' \parallel B\,\mathfrak{P}$ zieht. Damit sind die C_g- und C_q-Kurven bestimmt. Die an der gesamten

Centrifugalkraft C noch fehlenden Beträge $C - (C_g + C_q)$ ergeben dann für die äußersten Muffenstellungen die Werte C_f, womit die kleinste und größte Federspannung nach dem in Fig. 311 angegebenen Ver-

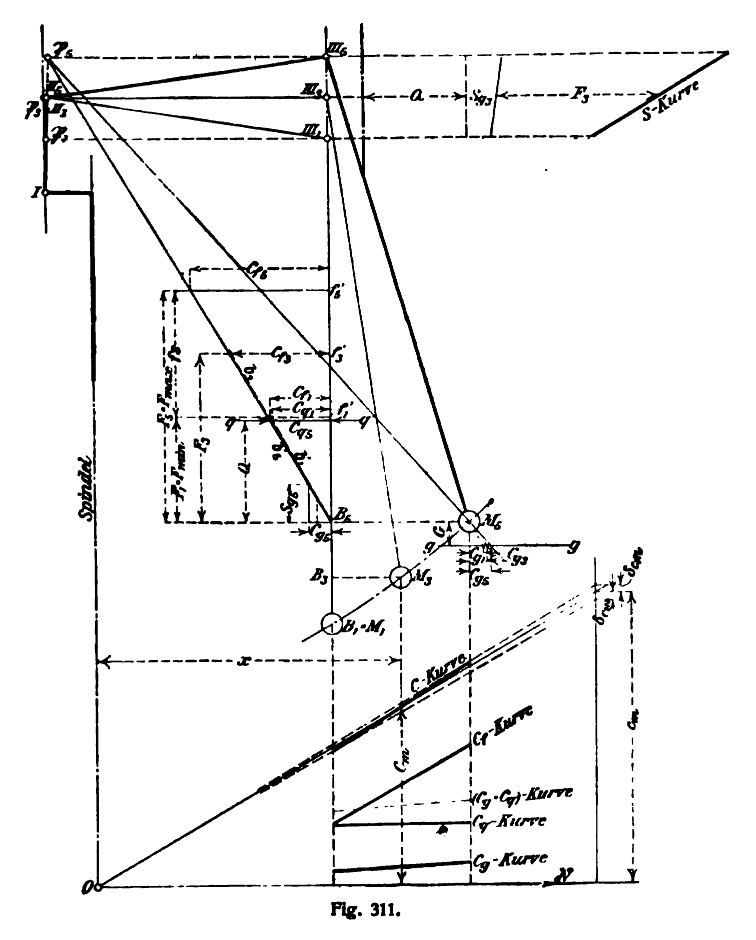


Fig. 311.

fahren gefunden werden. Nachdem auch für Zwischenstellungen der Muffe aus den Federspannungen die entsprechenden Werte C_f ermittelt sind, lassen sich die C_f-Kurve und die C-Kurve fertigstellen.

Die C_g-Kurve ist astatisch. Da C_q, wie schon ausgeführt, fast konstant ist, so muß das Stellzeug genau ausbalanciert werden.

Federberechnung.
Bezeichnet

F_{max} die größte } Federspannung in kg,
F_{min} die kleinste }

f die Zunahme an Federspannung bei 1 cm Zusammendrückung $\left(\text{bei z. B. } s \text{ cm Zusammendrückung } f = \frac{F_{max} - F_{min}}{s}\right)$ in kg/cm,

r den mittleren Halbmesser der Windungen in cm,

m die Anzahl der Windungen,

d die Drahtdicke in cm,

so gilt für cylindrische Schraubenfedern mit kreisförmigem Querschnitte (vergl. S. 64).

$$F_{max}\, r = \frac{\pi}{16} d^3 k_d \sim \frac{1}{5} d^3 k_d$$

und

$$m = \frac{d^4 G}{64 f} \frac{1}{r^3};$$

hierin kann die zulässige Drehungsspannung $k_d = 3500$ kg/qcm (für guten gehärteten Federstahl), der Gleitmodul $G = 800000$ kg/qcm gesetzt werden.

Die Energie S setzt sich aus zwei Teilen zusammen: aus der Gewichts- und Federbelastung $Q + F$ und einem von G herrührenden (im allgemeinen veränderlichen) Betrage S_g; für den letzteren gilt

$$\frac{S_g}{C_g} = \frac{Q}{C_q}.$$

Mittels dieses Ausdruckes ist S_g rechnerisch oder graphisch (mit Hilfe zweier ähnlicher Dreiecke) zu bestimmen; schließlich erhält man dann

$$S = Q + F + S_g.$$

S wächst (hauptsächlich infolge der zunehmenden Federspannung F) nach oben hin bedeutend.

Die auf die Muffe bezogene Eigenreibung R wächst anfangs langsam, dann ziemlich schnell; auch der durch R hervorgerufene Unempfindlichkeitsgrad ε_r (im Mittel $\sim 1\,\%$) nimmt nach oben hin zu.

Eine Änderung der Umlaufzahl durch Änderung der Federspannung ist unzulässig, deshalb wird eine besondere Einrichtung zur Tourenänderung geliefert.

Der reduzierte Hub s_r (s. S. 331) ist im Mittel gleich $^1/_2\, s =$ dem halben Hube.

Trenk-Regulatoren.

Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Mittlere Energie S_m kg	Muffenhub s mm	Arbeitsvermögen mkg	Größte Breite B mm	Größte Höhe H mm
0	300	42	30	1,3	300	355
1	280	63	40	2,5	365	425
2	260	100	50	5	430	490
3	240	162	60	9,7	510	570
4	220	240	70	16,8	600	670
5	200	340	80	27,2	700	780
6	180	450	95	42,7	820	910
7	160	610	115	70	950	1075
8	160	760	115	87,5	990	1075

Gleiche Bauart wie der Trenk-Regulator — nur Rollenführung anstatt der Stelzen — und gleiche Eigenschaften hat der alte Federregulator der Erfurter Maschinenfabrik Franz Beyer & Co. in Erfurt.

Auch der in Fig. 312 dargestellte Winkelhebelregulator von Zabel & Co. in Quedlinburg unterscheidet sich nur unwesentlich von dem Trenk-Regulator. Die Enden der Winkelhebel werden hier durch oberhalb aufgehängte Gelenke annähernd in einer Wagerechten geführt.

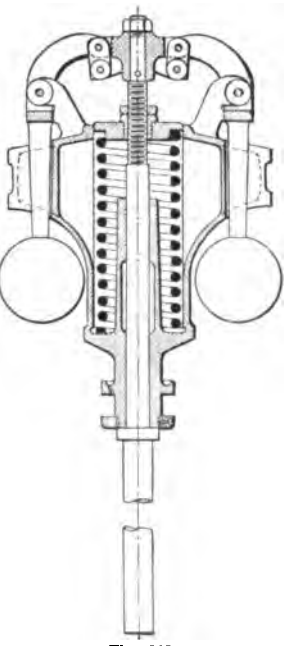


Fig. 312.

Eine Abänderung der Umlaufzahl durch Spannen oder Entspannen der Feder ist ohne erhebliche Änderung des Ungleichförmigkeitsgrades auch bei diesem Regulator wegen des labilen Charakters der C_q-Kurve nicht zulässig. Dagegen lassen sich mittels der freigelegten Spannmutter durch das Stellzeug hervorgerufene Be- oder Entlastungen der Muffe ausgleichen.

Der reduzierte Hub beträgt $s_r = 0{,}3\,s$ bis $0{,}4\,s$, das Hülsengewicht nur noch etwa $^1/_{10}$ der Federbelastung. Zur Veränderung der Umlaufzahl werden 2 bis 3 Zusatzfedern angeordnet.

Den Federregulator mit entlasteten Gelenken von Hartung, Kuhn & Cie., A.-G. in Düsseldorf zeigt Fig. 313.

Zabel-Regulatoren[1].

Muffenhub s mm	Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Mittlere Energie S_m kg	Arbeitsvermögen mkg	Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl	Mittlere Energie S_m kg	Arbeitsvermögen mkg	Größte Breite mm	Größte Höhe mm
40	1	240	58	2,32	1 S	280	80	3,2	380	370
50	2	220	75	3,75	2 S	260	105	5,25	430	440
60	3	200	113	6,78	3 S	240	165	9,90	520	540
70	4	190	163	11,4	4 S	220	225	15,75	610	630
80	5	180	275	22,0	5 S	200	342	27,36	710	730
95	6	160	425	40,4	6 S	180	530	50,35	830	850
100	7	150	625	62,5	7 S	160	725	72,50	940	1000
100	7 A	140	775	77,5	7 A S	150	900	90,00	970	1000

[1]) Die Nummern 1 bis 7 A beziehen sich auf Regulatoren mit kleinerer, diejenigen 1 S bis 7 AS auf solche mit größerer Geschwindigkeit.

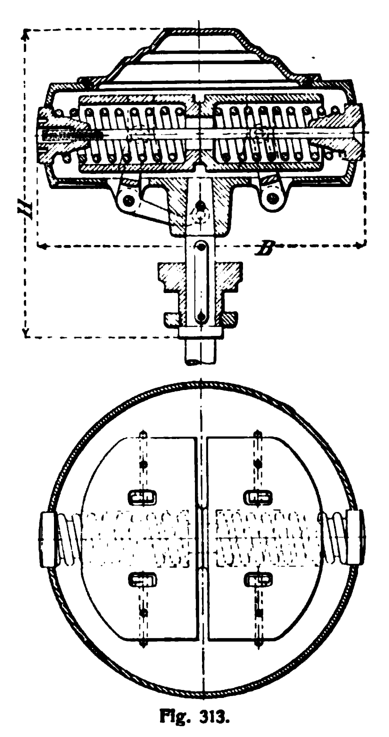


Fig. 313.

Die beiden angeordneten Druckfedern sind fest mit den Schwungmassen und diese gelenkig mit den Pendeln verbunden. Da die Federkraft unmittelbar der Centrifugalkraft entgegenwirkt, hat der Mechanismus zur Übertragung der Bewegung der Schwungmassen auf die Hülse keinerlei Kräfte auszuhalten; die Zapfen bleiben druckfrei, und es fällt der Unempfindlichkeitsgrad infolge der Eigenreibung sehr gering aus (im Mittel ε_r = 0,3 % — ohne Muffenbelastung).

Die C_q-Kurve ist stark labil; eine Änderung der Umlaufzahl durch Spannen der Feder ist deshalb unzulässig. Hierzu dienen Laufgewichte, die sowohl be- als auch entlastend auf die Muffe wirken können, oder Federwagen. Damit erhöht sich jedoch die Eigenreibung. Die gesamte C-Kurve ist gerade, was als ein Vorteil des Regulators anzusehen ist. Die Energie nimmt nach oben stark zu. Der reduzierte Hub beträgt $s_r = {}^1/_5\, s$ für die kleineren bis ${}^1/_3\, s$ für die größeren Nummern.

Hartung-Regulatoren.

Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Mittlere Energie S_m kg	Muffenhub s mm	Arbeitsvermögen mkg	Größte Breite B mm	Größte Höhe H mm
89	400	25	12	0,300	245	228
90	380	37,5	15	0,562	260	245
91	340	56,25	20	1,125	265	277
92	310	81,25	25	2,031	310	300
93	240	112,5	30	3,375	350	360
94	240	150	30	4,500	380	388
95	210	187,5	40	7,100	420	421
96	200	237,5	50	11,875	460	440
97	190	262,5	60	15,750	500	486
98	180	300	70	21.000	550	511
99	165	400	80	32,000	660	564
100	160	600	90	54,000	780	617
101	140	750	100	75,000	860	690
102	130	1000	110	110,000	960	731

Federregulatoren gleicher Bauart mit konstanter Energie — die Verbindung der Windhebel mit der Muffe erfolgt durch symmetrisch angeordnete Glieder, die sich bei höchster Lage der letzteren schräg stellen — sind der Firma Hartung, Kuhn & Cie., A.-G. unter D.R.P. Nr. 114639 geschützt worden.

Bei dem von Theod. Wiedes Maschinenfabrik A.-G. in Chemnitz gebauten Federregulator von Tolle (Fig. 314) ist durch Anwendung von zwei Belastungsfedern — einer Längsfeder *m* und einer Querfeder *n* — die Möglichkeit gegeben, ohne Änderung des Ungleichförmigkeitsgrades die Umlaufzahl durch Spannen der Längsfeder und den Ungleichförmigkeitsgrad durch Spannen der Querfeder zu ändern, wobei im letzteren Falle die gleichzeitig herbeigeführte Änderung der Umlaufzahl durch Entspannen der Längsfeder wieder ausgeglichen werden kann.

Die C_q- und ebenso die C_g-Kurve ist astatisch, die

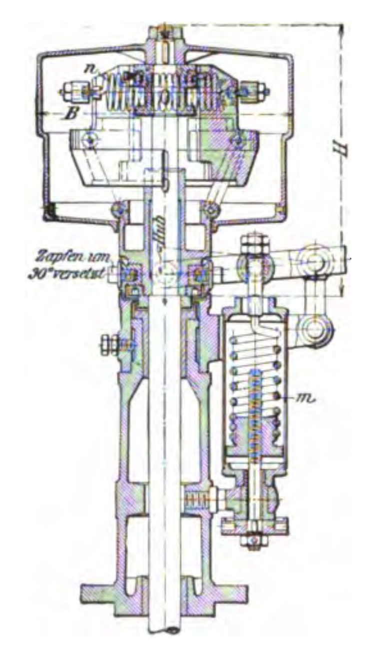


Fig. 314.

Tolle-Regulatoren normaler Bauart
mit ± 10% Verstellung der Umlaufzahl während des Ganges[1]).

Nummer des Regulators	Normale minutliche Umlaufzahl *n*	Energie *S* kg	Muffenhub *s* mm	Arbeitsvermögen mkg	Größte Breite *B* mm	Größte Höhe *H* mm
I	400	75	30	2,25	350	300
II	360	112	36	4,03	390	355
III	330	150	42	6,30	430	400
IV	300	200	50	10,00	470	455
V	300	300	60	18,00	530	520
VI	280	400	70	28,00	610	600
VII	280	550	80	44,00	690	710
VIII	270	750	90	67,50	770	800

[1]) Die Tolle-Regulatoren werden auch ohne und mit + 100% Verstellung der Umlaufzahl während des Ganges gebaut.

gesamte C-Kurve fast gerade. Der Unempfindlichkeitsgrad infolge Eigenreibung beträgt im Mittel $\varepsilon_r = 0{,}8\,\%$. Die Energie S ist fast konstant. Der reduzierte Hub beträgt $s_r = {}^1/_{12}\, s$ für die kleineren bis ${}^1/_{15}\, s$ für die größeren Nummern.

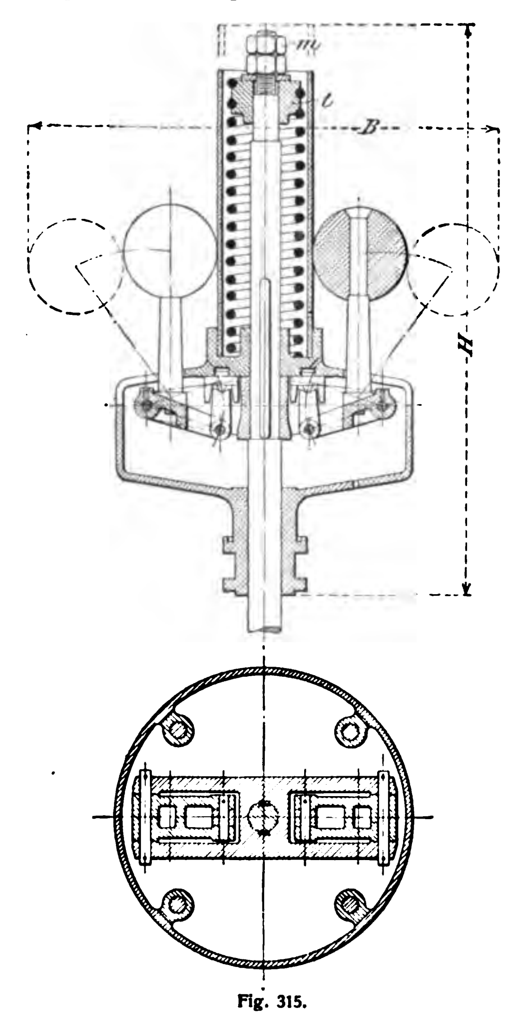


Fig. 315.

Der neue Federregulator von Franz Beyer & Co. in Erfurt (Fig. 315) gestattet ebenfalls den Ungleichförmigkeitsgrad und die Umlaufzahl ohne Änderung des ersteren einzustellen.

Behufs Verkleinerung oder Vergrößerung des Ungleichförmigkeitsgrades innerhalb der Grenzen von 2 % bis 10 % wird der Teller t um einen gewissen Betrag aus der Belastungsfeder heraus- oder in diese hereingeschraubt und damit die Anzahl der zur Wirkung kommenden Windungen der Feder vergrößert oder verringert. Die Umlaufzahl wird durch weiteres Spannen oder durch Entspannen der Feder mittels der Spindelmuttern m erhöht oder vermindert. Ergibt sich dabei eine labile Lage oder ein zu großer Ungleichförmigkeitsgrad, so kann durch Ein- oder Ausschalten einer entsprechenden Anzahl federnder Gänge nachgeholfen werden.

Die Drehpunkte der behufs Zugänglichkeit der Feder, und um den Schwerpunkt des Regulators tief legen zu können, in umgekehrter Lage aufgehängten Kugelarme sind in einem

an der Spindel befestigten Querhaupte gelagert. Damit wird, da auch die Hülse oben und unten an der Spindel geführt ist, ein ruhiger Gang des sowohl lotrecht als wagerecht anzuordnenden Regulators erreicht.

Beyer-Regulator.

Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Mittlere Energie S_m kg	Muffenhub s mm	Arbeitsvermögen mkg	Größte Breite B mm	Größte Höhe H mm
10	300	50	30	1,50	310	405
11	280	87	40	3,48	395	515
12	260	150	50	7,50	490	600
13	240	237	60	14,22	570	670
14	220	337	70	23,60	655	780
15	200	475	80	38,00	760	900
16	180	675	95	64,00	885	1035
17	160	950	115	110,00	1035	1190

d) Leistungsregulatoren.

Wie schon bemerkt, besteht die Aufgabe dieser Regulatoren — im Gegensatz zu den vorbesprochenen Regulatoren — darin, die minutliche Umlaufzahl einer Kraftmaschine, bei gleicher Hubarbeit derselben, innerhalb weiter Grenzen zu verändern; sie müssen zu dem Zwecke sich von Hand oder selbsttätig auf kleinere oder größere Umlaufzahlen einstellen lassen, derart, daß die einem bestimmten Füllungsgrade der betreffenden Kraftmaschine entsprechende Stellung der Steuerung stets dieselbe bleibt. Dies läßt sich nach F. J. Weiß durch einen stark statischen Regulator erreichen, dessen Muffe mit der Steuerung in eine abänderliche Verbindung gebracht wird.

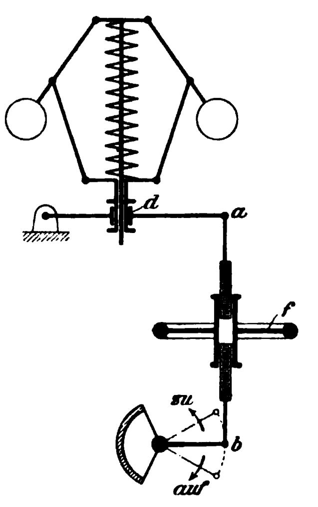


Fig. 316.

Fig. 316 zeigt eine solche Verbindung zwischen dem Regulator und einem Riderschieber. Die zweiteilige Verbindungsstange *ab* trägt Links- und Rechtsgewinde und kann durch das Handrad *f* verlängert oder verkürzt werden.

Nimmt z. B. der Wasserbedarf bei einer aus Dampfmaschine und zugehörigen Pumpe bestehenden Wasserwerksanlage ab, und soll deshalb die Umlaufzahl der Maschine bei vollständig offenem Dampfzulaßventil — also ohne Zuhilfenahme von Dampfdrosselung — ver-

ringert werden, so ist die Stange $a\,b$ zu verlängern. Damit wird zunächst die Steuerung auf eine kleinere Füllung gebracht, als dem Beharrungszustande der Maschine entspricht, — letztere wird langsamer laufen. Infolgedessen sinkt die Regulatormuffe d so lange, bis der alte Füllungsgrad wieder erreicht ist. Nunmehr hat der Regulator eine neue, kleinere Umlaufzahl angenommen, die so lange andauert, bis durch abermalige Verlängerung der Verbindungsstange $a\,b$ eine Wiederholung des geschilderten Vorganges erfolgt bezw. durch Verkürzung derselben eine entsprechend größere Umlaufzahl eingestellt wird. Der von Weiß in bezug auf Regulierfähigkeit als am zweckmäßigsten angegebene Leistungsregulator hat Gewichtsbelastung und ein Kreuzschleifengetriebe mit festem Pendeldrehpunkte; die cylindrischen Schwungkörper tragen unmittelbar auf ihrer oberen Seite die Muffenbelastung Q.

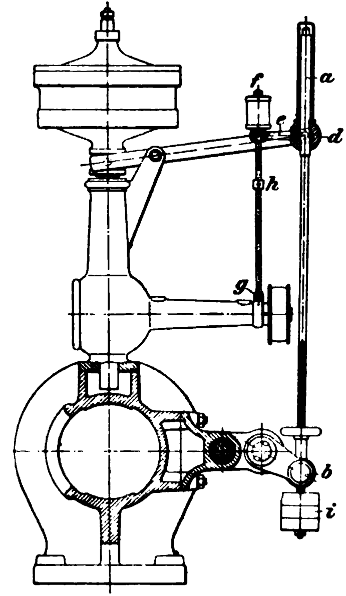


Fig. 317.

Nach den von Tolle angestellten Ermittelungen beträgt der durch die Eigenreibung hervorgerufene Unempfindlichkeitsgrad dieses Regulators in den unteren Lagen über 40 %; er wird zwar nach den mittleren Lagen hin kleiner, hat aber immer noch als kleinsten Wert $\varepsilon_r = 16\,\%$. Der Muffendruck ist konstant, doch findet man für das Arbeitsvermögen und den Muffenhub nur verhältnismäßig kleine Werte[1]. Die Umlaufzahl ist bei der kleinsten Nummer des Weißschen Reglers nur 5,6 mal so groß wie für die niedrigste Muffenstellung. Demgegenüber lassen sich bei dem zur Gewinnung einer stark statischen C_q-Kurve mit umgekehrter Aufhängung der nach außen geknickten Pendelarme und mit entsprechender Federbelastung ausgeführten Leistungsregulator von Tolle erheblich günstigere Verhältnisse schaffen.

Bei diesem Regler beträgt der durch die Eigenreibung hervorgerufene Unempfindlichkeitsgrad ε_r für alle Reglerstellungen nur etwa 1,2 %, und es ist z. B. bei den von der Firma Theod. Wiedes Maschinenfabrik, A.-G., in Chemnitz hergestellten Leistungsreglern, Bauart Tolle, die beinahe genau proportional mit dem Muffenhube wachsende Umlaufzahl für die höchste Stellung der Muffe 10 mal so groß wie für die niedrigste Muffenstellung, — die Zunahme an Umlaufzahl also ganz bedeutend.

Um bei plötzlichen Entlastungen der Kraftmaschine eines Pump-

[1]) Max Tolle, „Die Regelung der Kraftmaschinen“, Berlin 1905, Julius Springer.

werkes — bei eintretenden Rohrbrüchen oder dergl. — ein Durchgehen der Maschine zu verhüten, hat Weiß seine Leistungsregulatoren mit einer Auslösevorrichtung versehen, die in Fig. 317 dargestellt ist. Die Verbindungsstange ab zwischen Regulatorstellhebel und Steuerung ist mittels eines schrägen Einschnittes mit einer auf dem Stellhebel drehbar befestigten Muffe d verbunden, deren angeschraubter Arm e mit seinem anderen Ende auf einer Stange fg gleitet. Überschreitet der Regulator die einer noch zulässigen Umlaufzahl entsprechende Stellung, so kommt die Verbindungsstange ab und damit die Muffe d und der Arm e in eine solche Lage, daß letzterer an den Stellring h anstößt; dadurch wird der Arm e etwas gedreht und die nunmehr ausgeklinkte Verbindungsstange ab durch das Belastungsgewicht i in die untere, der Nullfüllung der Steuerung entsprechende Lage gebracht, d. h. die Maschine augenblicklich abgestellt.

Auch eine selbsttätige Einstellung der Umlaufzahl läßt sich bei dem Weißschen Leistungsregulator durch Verlegung des sonst festen Stellhebeldrehpunktes mittels einer unter dem Druck einer Flüssigkeit (Wasser oder Luft) stehenden besonderen Reglervorrichtung erreichen.

In neuerer Zeit hat der Leistungsregulator von Stumpf — ein mit Querfeder, geschränktem Schubkurbelgetriebe und mit geknickten Pendelarmen ausgeführter Regulator — größere Verbreitung gefunden. Derselbe hat nahezu astatischen Sicherheitshub — ohne Verwendung einer immerhin unzuverlässigen Ausklinkvorrichtung — und ist ebenfalls mit einer selbsttätigen Vorrichtung zum Einstellen der Umlaufzahl versehen, die gegenüber der Weißschen Reglervorrichtung verschiedene konstruktive Verbesserungen aufweist. (Der Stumpfsche Regulator wird von der Firma Steinle & Hartung in Quedlinburg ausgeführt.)

VI. Maschinenteile zur Aufnahme und zur Fortleitung von Flüssigkeiten.

A. Cylinder.

Die hierunter gehörigen Cylinder finden bei Pumpen (Kompressoren) und bei Dampfmaschinen (Verbrennungsmotoren) Verwendung.

a) Pumpencylinder.

Fig. 318 zeigt den zu einer stehenden einfachwirkenden Plungerpumpe gehörigen gußeisernen Cylinder mit angeschraubtem Gehäuse zur Aufnahme des Saug- und Druckventils u. s. w.

Die Wandstärke s (in cm) dieses nicht auszubohrenden Cylinders vom inneren Durchmesser D (in cm) kann, sofern nur Rücksichten auf Herstellung, Fortschaffung und Aufstellung maßgebend sind, nach C. v. Bach genommen werden

$$\left.\begin{array}{l} s = {}^1/_{60}\,D + 1{,}0 \text{ cm, wenn stehend gegossen} \\ s = {}^1/_{40}\,D + 1{,}2 \text{ cm, wenn liegend gegossen} \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 50$$

Der innere Flüssigkeitsdruck p_i (in kg/qcm) erfordert eine Wandstärke (vergl. Gl. 1, S. 65)

$$s = 0{,}5\left[\sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 1{,}3\,p_i}} - 1\right] D + a \text{ cm}; \quad . \quad . \quad . \quad 51$$

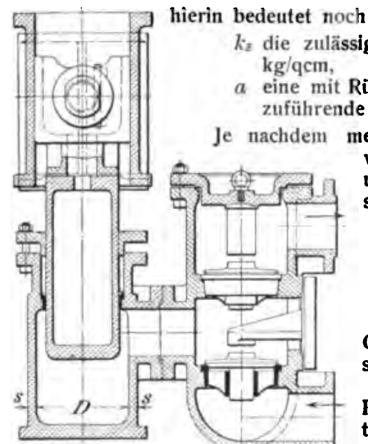


Fig. 318.

hierin bedeutet noch

k_z die zulässige Zugspannung des Materials in kg/qcm,

a eine mit Rücksicht auf das Kernverlegen einzuführende Größe ($a = 0{,}3$ bis $0{,}6$ cm).

Je nachdem mehr oder weniger heftige Stoßwirkungen, größere Temperaturunterschiede u. s. w. zu erwarten sind, wählt man

für Gußeisen und Bronze $k_z = 100$ bis 200 kg/qcm,

für Stahlguß und Bronze $k_z = 200$ bis 400 kg/qcm.

Der größere Wert der aus Gl. 50 und 51 berechneten Wandstärke ist beizubehalten.

Auszubohrende gußeiserne Pumpencylinder sollen bei eingetretener Abnutzung ein- oder zweimal nachgebohrt werden können; sie erhalten demzufolge eine um etwa 0,5 bis 1,0 cm größere Wandstärke als nicht auszubohrende Cylinder.

Cylinder von großem Durchmesser und für hohen Druck werden durch angegossene Umfangs- und Längsrippen versteift.

Bei dem Entwurfe eines Pumpencylinders mit angegossenem oder angeschraubtem Ventilkasten sind scharfe Ecken, plötzliche Querschnittsveränderungen bezw. Ablenkungen des Flüssigkeitsstromes zu vermeiden. Die Saugventile sind möglichst nahe an den Pumpenkörper, die Druckventile, zur Verhütung von Luftansammlungen, möglichst an der höchsten Stelle desselben anzuordnen.

Die zur Befestigung von Deckeln u. s. w. an vorstehenden Flanschen des Pumpencylinders dienenden Schrauben sind, um die Biegungsbeanspruchung der Deckel und der Cylinderwandung herabzumindern, der letzteren so weit zu nähern, als es mit Rücksicht auf das Einbringen der Schrauben und das Nachziehen der Muttern geschehen kann.

Verschiedene andere Formen von Pumpencylindern siehe unter „**Kolbenpumpen**“.

Den zu einer stehenden Preßpumpe gehörigen Cylinder — **Preßcylinder** — zeigt Fig. 319.

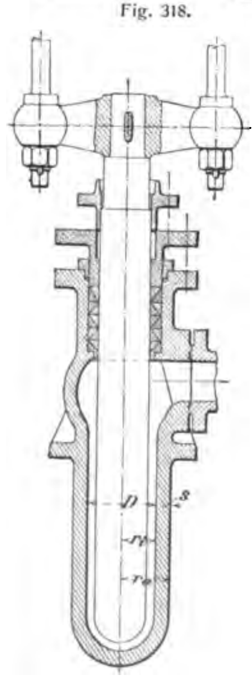


Fig. 319.

Die **Wandstärke** ist nach Gl. 51 unter Vernachlässigung der Größe a zu berechnen, wobei man für k_z die folgenden Werte zulassen **muß**:

für Gußeisen[1]) und Bronze $k_z = 300$ bis 600 kg/qcm,
„ Phosphorbronze $k_z = 500$ „ 1000 „
„ Stahlguß mindestens $k_z = 1000$ „ 1200 „
„ Schweißeisen[2]) $k_z = 900$ „ 1800 „

Den oberen Grenzwerten von k_z darf man sich nur gezwungen nähern.

Für Stahlguß-Preßcylinder empfiehlt es sich, k_z nach Gewährleistung des zu liefernden Hüttenwerkes zu wählen.

Die Deutsch-Österreichischen Mannesmannröhren-Werke gewährleisten

für Martinstahl $k_z = 1250$ bis 3000 kg/qcm,
„ Tiegelstahl $k_z = 2000$ „ 4500 „

Der äußere Halbmesser r_a eines Preßcylinders, dessen Kolben einen bestimmten Druck P zu übertragen hat, wird nach Gl. 1 (S. 65) zu einem Kleinstwerte für

$$p_i = 0{,}36\, k_z;$$

demnach nach Gl. 51

$$s_{(\min)} = 0{,}5\, r_i \text{ oder } r_{a\,(\min)} = 1{,}5\, r_i.$$

Für die Formgebung der Preßcylinder gilt das bei den Pumpencylindern Bemerkte.

b) Dampfcylinder.

Mit Rücksicht auf Herstellung, Fortschaffung, Aufstellung und Abnutzung der auszubohrenden gußeisernen Dampfcylinder kann nach C. v. Bach bei D cm lichtem Durchmesser derselben für gewöhnlich die Wandstärke s bestimmt werden aus:

$$\left.\begin{array}{l} s = \tfrac{1}{50} D + 1{,}3 \text{ cm, wenn stehend gegossen,} \\ s = \tfrac{1}{40} D + 1{,}5 \text{ „ „ liegend „} \end{array}\right\} \quad . \; . \quad 52$$

Die für den inneren Überdruck p_i des Dampfes aus Gl. 1 (S. 65) berechnete Wandstärke würde kleiner ausfallen, als aus den vorstehenden Gleichungen hervorgeht.

Stehend angeordnete wie auch liegende Cylinder für verhältnismäßig kurzen Kolbenhub können um 10% bis 20% schwächer gehalten werden, als die Gl. 52 ergeben.

Die Stärke der Flanschen ist $1{,}3\, s$ bis $1{,}4\, s$ zu nehmen.

Fig. 320 zeigt den Hochdruckcylinder einer stehenden Schieber-Verbundmaschine $\frac{445-700}{600}$ mit zugehörigem Deckel und Schieberkasten nach Ausführung der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz.

Behufs Mantelheizung ist der Cylinder mit einem durch Kopfschrauben gehaltenen Einsatz (Laufbüchse) versehen, dessen Abdichtung gegen den Heiz- und Arbeitsraum des Cylinders in der Fig. 320 ersichtlichen Weise durch zu verstemmende Kupferringe erfolgt. Die

[1]) Durch wiederholtes Umschmelzen der Masseln und Ausgießen zu Platten, auch unter Umständen durch Zusatz von Schweißeisen im Kupolofen (Stirlingmetall) erhält man ein Material, für das $k_z = 500$ bis 750 kg/qcm noch zulässig erscheint.

[2]) Hierbei ist vorausgesetzt, daß die Herstellung aus Quadrateisen erfolgt, das schraubenförmig um einen Cylinder gewunden und in der Achsenrichtung geschweißt wird.

beiderseitigen Absätze an der Innenfläche der Laufbüchse werden von den Liderungsringen des Kolbens in seinen Endstellungen etwas (1 bis 2 mm) überschritten.

Zuweilen wird der Heizmantel mit dem Dampfcylinder aus einem Stück gegossen; der ringförmige Zwischenraum zwischen beiden — der eigentliche Dampfmantel — erhält dann, je nach der Größe des Cylinders, eine Breite von 40 bis 70 mm.

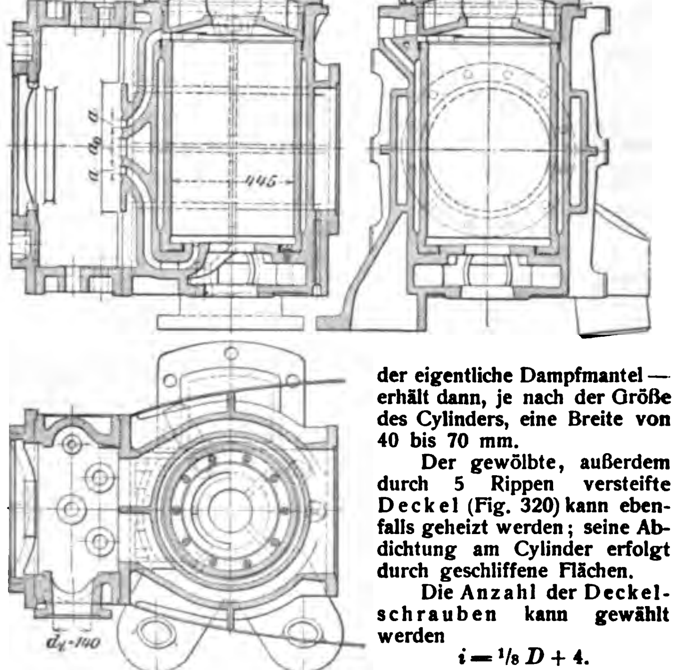


Fig. 320.

Der gewölbte, außerdem durch 5 Rippen versteifte Deckel (Fig. 320) kann ebenfalls geheizt werden; seine Abdichtung am Cylinder erfolgt durch geschliffene Flächen.

Die Anzahl der Deckelschrauben kann gewählt werden

$$i = \frac{1}{8} D + 4.$$

Zur Erzielung eines gleichmäßigen Dichtungsdruckes soll jedoch die Schraubenentfernung höchstens 15 cm betragen und ferner um so kleiner genommen werden, je geringer die Flanschenstärke ist.

Die zulässige Zugspannung k_z des Kernquerschnittes der Deckelschrauben darf 300 kg/qcm nicht überschreiten.

Für die Berechnung der Querschnitte f der Einlaßkanäle sind für gesättigten Dampf zweckmäßig Geschwindigkeiten w_{max} = 30 bis 40 m/sek — bei größter Kolbengeschwindigkeit c_{max} in m/sek (vergl. S. 277) — zugrunde zu legen. Bezeichnet F den Kolbenquerschnitt in qcm, so ist der Kanalquerschnitt

$$f = F \cdot \frac{c_{max}}{w_{max}} \text{ qcm.}$$

Überhitzter Dampf verträgt zufolge seiner größeren Elastizität höhere Strömungsgeschwindigkeiten, d. h. es können bei Verwendung desselben die Dampfführungsquerschnitte am Cylinder wesentlich kleiner gehalten werden als bei einem mit gesättigten Dampf gespeisten Cylinder.

Bei Schiebersteuerungen sind die rechteckigen Kanäle im Schieberspiegel im allgemeinen möglichst breit auszuführen, damit die Kanalweite a, welche für die Abmessungen der ganzen Steuerung maßgebend ist, klein ausfällt.

Das Verhältnis der Weite zur Breite der Einlaßkanäle ist etwa $^1/_4$ bei kleinen, $^1/_6$ bei mittleren und $^1/_8$ bis $^1/_{10}$ bei großen Maschinen.

Der mittlere Auslaßkanal ist so zu bemessen, daß bei äußerster Schieberstellung noch mindestens eine Auslaßweite $a_0 = a$ bis $^4/_3\, a$ verbleibt[1].

Sämtliche Kanäle sollen möglichst schlanke Übergänge haben und im Schieberspiegel (auf etwa 1 cm) senkrecht zu diesem ausmünden, so daß eine Bearbeitung der steuernden Kanten möglich ist.

Der Dampf-Einlaßstutzen erhält einen Durchmesser d_i, der sich ergibt aus

$$\frac{\pi}{4} d_i^2 > f.$$

Für den Durchmesser d_a des Auslaßstutzens gilt, je nach Ausführung,

$$d_a = d_i + 1{,}0 \text{ bis } 2{,}0 \text{ cm}.$$

Der Spielraum zwischen Deckel bezw. Boden und Kolben des Cylinders kann, je nach der Größe des letzteren, 0,4 bis 1,0 cm betragen.

Zum Anbringen von Entwässerungshähnen (nötigenfalls Sicherheitsventilen gegen Wasserschlag), Indikatoren, Schmiergefäßen u. s. w. ist der Cylinder mit Stutzen zu versehen; auch sind Rippen u. s. w. zur Befestigung des den Cylinder umgebenden Schutzmantels erforderlich.

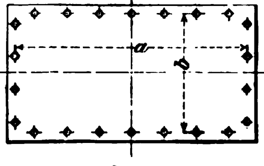


Fig. 321.

In Fig. 320 bildet der Schieberkasten ein besonderes, durch Verschraubung mit dem Cylinder vereinigtes Gußstück; häufig wird derselbe auch mit dem Cylinder zusammengegossen.

Die Wandstärke des Schieberkastens, wie auch diejenige des Schieberkastendeckels ist nach den von C. v. Bach für plattenförmige Körper aufgestellten Formeln zu berechnen.

Was insbesondere den Schieberkastendeckel anbetrifft, so kann dieser in der Fig. 321 ersichtlichen Ausführung als ein nach der Diagonale eingespannter Stab betrachtet werden, der

1. durch den auf der Innenfläche des Deckels von der Größe 0,5 $a\,b$ wirkenden Überdruck p_i (in kg/qcm) des Dampfes,
2. durch die Widerstandskraft der Schrauben von der Größe 0,5 $a\,b\,p_i$

belastet wird.

Vorausgesetzt ist hierbei, daß die Abdichtung sehr nahe an den Schrauben stattfindet.

[1] Vergl. auch unter „Steuerungen" (Sechster Abschnitt).

Bedeutet

J das Trägheitsmoment des bezeichneten Querschnittes auf die Breite $\sqrt{a^2+b^2}$ in cm⁴,

e den Abstand der am stärksten beanspruchten Faser des Querschnittes von der in Betracht kommenden Hauptachse des letzteren in cm,

k_b die zulässige Biegungsbeanspruchung des Materials in kg/qcm,

so findet sich mit dem durch Versuche ermittelten Berichtigungskoeffizient φ

$$\frac{1}{12}\varphi\frac{a^2 b^2}{\sqrt{a^2+b^2}}p_i = \frac{J}{e}k_b \quad \ldots\ldots\ 53$$

In dieser Gleichung ist $\varphi = 1$ bis $^9/_8$, $k_b = 200$ bis 250 kg/qcm einzusetzen.

Rippen sind bei gußeisernen Deckeln nur dann wirksam, wenn sie innen angeordnet werden, so daß den gezogenen Fasern der kleinere und nicht der größere Schwerpunktsabstand zukommt. Im allgemeinen verdienen gewölbte Deckel der Fig. 322 ersichtlichen Form den Vorzug.

Außer der Gl. 53 ist bei zusammengesetzten Querschnitten eines Schieberkastendeckels auch

Fig. 322.

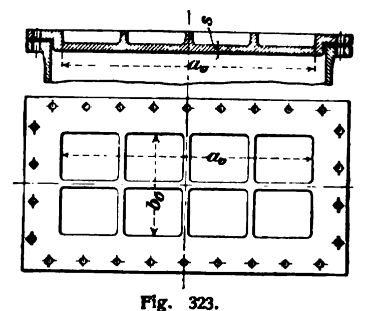


Fig. 323.

der weiteren Forderung Genüge zu leisten, daß nicht ein einzelnes Wandstück desselben zum Bruche gelangt. So könnte z. B. bei dem Deckel (Fig. 323) falls Rippen nicht vorhanden wären, die Gefahr vorliegen, daß der mittlere ebene Teil desselben von der Länge a_0 und der Breite b_0 in der Mitte durchbricht.

Betrachtet man diesen mittleren Teil als eine am Umfange eingespannte Platte, so gilt für die Wandstärke derselben

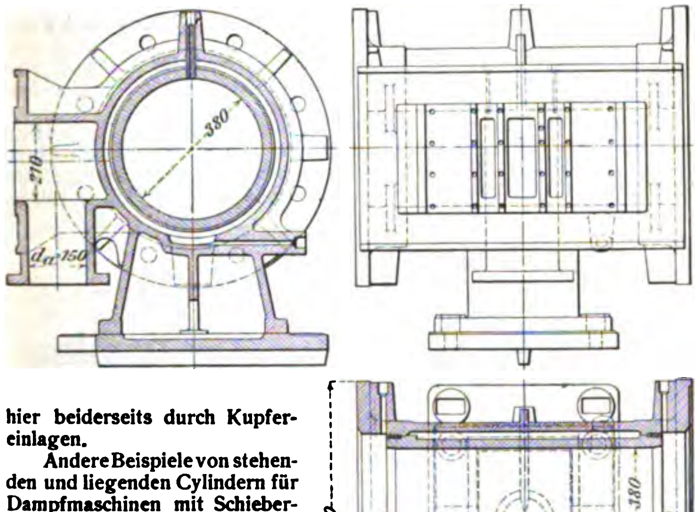
$$s \geqq \frac{b_0}{2}\sqrt{\frac{2}{1+\left(\frac{b_0}{a_0}\right)^2}\varphi\frac{p_i}{k_b}}.$$

Es ist $\varphi = {}^3/_4$ und (bei vorhandener Gußhaut) $k_b = 280$ bis höchstens 350 kg/qcm in vorstehende Gleichung einzusetzen. Werden zur Versteifung Rippen angewendet, so kann s etwas kleiner gewählt werden.

Für die zur Befestigung der Schieberkastendeckel dienenden Schrauben ist das auf S. 358 für Cylinderdeckel Bemerkte zu berücksichtigen.

In Fig. 324 ist der Hochdruckcylinder einer liegenden Tandem-Verbundmaschine $\frac{380-600}{600}$ mit Schiebersteuerung — eben-

falls nach Ausführung der **Sächsischen Maschinenfabrik** in Chemnitz — dargestellt. Der Cylinderfuß ist mit Rücksicht auf Wärmedehnung des Cylinders verschiebbar auf einer mit dem Fundament verankerten Platte befestigt. Die Abdichtung der Laufbüchse erfolgt auch



hier beiderseits durch Kupfereinlagen.

Andere Beispiele von stehenden und liegenden Cylindern für Dampfmaschinen mit Schieber- und Ventilsteuerungen s. unter „Dampfmaschinen".

B. Rohre.

Die im allgemeinen Maschinenbau am häufigsten in Anwendung kommenden Rohre werden aus Gußeisen, aus Schweiß- und Flußeisen oder Stahl und aus Kupfer hergestellt.

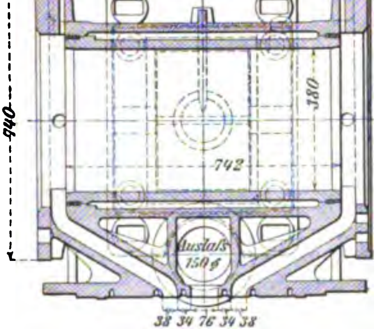


Fig. 324.

a) Gußeiserne Rohre.

Diese Rohre werden stehend oder liegend gegossen. Man nimmt für Rohre, welche hauptsächlich Wasserleitungszwecken dienen, mit Rücksicht auf Herstellung, Fortschaffung, Verlegung derselben u. s. w., wenn D den inneren Durchmesser in cm, s die Wandstärke in cm bedeutet

$$\left.\begin{array}{l} s = \frac{1}{60} D + 0{,}7 \text{ cm für stehend gegossene Rohre,} \\ s = \frac{1}{50} D + 0{,}9 \text{ „ „ liegend „ „} \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 54$$

sofern der Betriebsdruck 10 kg/qcm, der Prüfungsdruck 20 kg/qcm nicht überschreitet und erhebliche Temperaturunterschiede in der Leitung nicht stattfinden.

Die Gl. 1 (S. 65) gilt ebenfalls für Rohre, doch liefert sie bei Drücken bis zu 10 atm kleinere Werte für die Wandstärke s, als aus der Gl. 54 hervorgeht.

Dampfleitungen verlangen von etwa $D = 10$ cm an eine Vergrößerung der aus der Gl. 54 ermittelten Werte von s um 12,5 % bis 25 %. Rohre mit kleinerem, innerem Überdruck (z. B. Gas- und Windrohre) können schwächer gehalten werden.

Zu Rohrleitungen von großer Weite und für Dampf von höherer Spannung empfiehlt sich die Verwendung von Gußeisen überhaupt nicht.

Die Wandstärke s von stehend gegossenen Rohren für hohen Druck, wie sie z. B. bei Druckwasserleitungen vorkommen, kann nach Gl. 51 (S. 355) berechnet werden; dabei ist p_i gleich dem größten Betriebsüberdrucke in kg/qcm, $k_b = 200$ kg/qcm und $a \sim 0,7$ cm zu setzen.

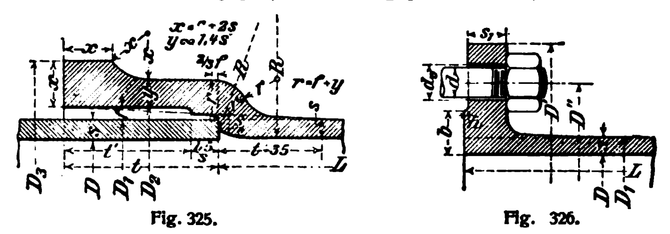


Fig. 325. Fig. 326.

Bei liegend gegossenen Rohren ist ein größerer Zuschlag als 0,7 cm erforderlich.

Nach der Art der Verbindung je zweier Rohre unterscheidet man Muffen- und Flanschenrohre (Fig. 325 und 326).

Die für die letzteren erforderliche Anzahl von Verbindungsschrauben — Stärke derselben mindestens 13 mm — soll, wenn möglich, nicht unter 4 betragen und ferner so gewählt werden, daß die Entfernung je zweier Schrauben nicht größer als etwa 16 cm wird. Andererseits bestimmt die Flüssigkeitspressung und das Material der Schrauben die Anzahl derselben.

Die von dem Verein deutscher Ingenieure und dem Vereine deutscher Gas- und Wasserfachmänner aufgestellten, im Jahre 1882 revidierten Normalien geben über die vereinbarten Abmessungen, Gewichte u. s. w. gußeiserner Muffen- und Flanschenrohre weitere Auskunft.

(Siehe hierzu die Tabelle mit Anmerkungen S. 364—366.)

b) Rohre aus Schweißeisen, Flußeisen und Stahl.

Man unterscheidet insbesondere genietete, geschweißte und nahtlose Rohre.

1. Genietete Rohre.

Diese Rohre kommen für größere Durchmesser oder in Fällen, in denen die Leitungen durch äußere Kräfte erheblich belastet werden, in Anwendung. Die Blechstärke s bestimmt sich nach der Inanspruchnahme der Rohre mittels der unter „Vernietungen“ (S. 85 u. ff.) ge-

gebenen Formeln; unter Umständen ist noch Rücksicht auf Rostbildung oder sonstige Abnutzungen zu nehmen. Von der Blechstärke s ist der zu wählende Nietdurchmesser abhängig.

Die Verbindung der Rohre erfolgt in der Regel durch aufgenietete Winkeleisenringe, deren Stärke, falls die Schraubenteilung nicht größer als 16 cm ist, für gewöhnliche Fälle gleich dem 4/5 fachen Schraubendurchmesser zu nehmen ist.

2. Geschweißte Rohre.

Man unterscheidet stumpf geschweißte, überlappt geschweißte und spiral geschweißte Rohre.

Stumpf geschweißte Rohre kommen für Gas- und Wasserleitungen mit geringem Drucke in Anwendung; sie sind mit Verbindungsmuffe und dem in Tabelle II (S. 76) gegebenen Gewinde in folgenden Lichtweiten zu haben:

1/8 1/4 3/8 1/2 5/8 3/4 7/8 1 1 1/4 1 1/2 1 3/4 2 2 1/4 2 1/2 2 3/4 3 3 1/2 4" engl.

3/8- bis 3 zöllige Rohre sind die üblichsten.

Für Wasserleitungen werden die Rohre auch „verzinkt" geliefert[1].

[1]) Auf Antrag seines Thüringer Bezirksvereins, und nachdem auch die übrigen Bezirksvereine in ihrer großen Mehrzahl sich für diesen Antrag erklärt hatten, ist der Verein deutscher Ingenieure mit dem Verein deutscher Gas- und Wasserfachmänner, dem Verein deutscher Zentralheizungsindustrieller und dem Verbande deutscher Röhrenwerke in gemeinsame Beratung eingetreten, um für schmiedeiserne Gas- und Wasserleitungsrohre ein einheitliches Gewinde aufzustellen. Diese Beratung hat zu folgenden Vereinbarungen geführt:

Das unabänderliche Maß des Rohres ist sein äußerer Durchmesser. Die für die verschiedenen Verwendungszwecke erforderliche Verschiedenheit der Wandstärken wird durch Änderung des inneren Durchmessers herbeigeführt. Die Bezeichnung nach dem inneren Durchmesser, und zwar, wie bisher üblich, in Zoll engl., ist deshalb nicht eine genaue Maßangabe, sondern die Bezeichnung einer Rohrsorte. Das äußere Maß des Gewindes ist gleich dem äußeren Durchmesser des Rohres. Die Form des Gewindes ist die seinerzeit von Whitworth angegebene mit einem Winkel von 55° und abgerundeten Spitzen. Wie bisher haben die Rohre von 1/4" und 3/8" engl. 19 Gänge auf 1", die Rohre von 1/2" bis 3/4" 14 Gänge und die Rohre von 1" bis 4" 11 Gänge auf 1". Die vereinbarten Maße sind in folgender Zahlentafel enthalten.

Zahlentafel.

Handelsbezeichnung des Rohres nach dem inneren Durchmesser engl. Z.	Äußerer Durchmesser des Rohres und des Gewindes mm	Zahl der Gänge auf 1" engl.	Durchmesser im Grunde des Gewindes (Kerndurchmesser) mm
1/4	13	19	11,3
3/8	16,5	19	14,8
1/2	20,5	14	18,2
5/8	23	14	20,7
3/4	26,5	14	24,2
1	33	11	30
1 1/4	42	11	39
1 1/2	48	11	45
1 3/4	52	11	49
2	59	11	56
2 1/4	70	11	67
2 1/2	76	11	73
3	89	11	86
3 1/2	101,5	11	98,5
4	114	11	111

Deutsche Rohr-Normalien für guß-

(Die Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung — auf-

Lichter Durchmesser D	Normale Wandstärke s	Äußerer Rohrdurchmesser D_1	Gewicht eines (glatten) Rohrstückes von 1 m Länge, ausschl. Muffe oder Flansch	Muffenrohre (Fig. 325)								
				Weite der Dichtungsfuge f	Innere Muffenweite D_2	Äußerer Muffendurchmesser D_3	Innere Muffentiefe t	Dichtungstiefe $t' = t - 1{,}5\,s$	Übliche Nutzlänge eines Rohres L	Gewicht der Muffe	Gewicht eines Rohres von vorstehender Nutzlänge	Gewicht für den lfd. m Rohr bei vorstehender Nutzlänge
mm	mm	mm	kg	mm	mm	mm	mm	mm	m	kg	kg	kg
40	8	56	8,75	7	70	116	74	62	2	2,68	20,18	10,09
50	8	66	10,57	7,5	81	127	77	65	2	3,14	24,28	12,14
60	8,5	77	13,26	7,5	92	140	80	67	2	3,89	30,41	15,21
70	8,5	87	15,20	7,5	102	150	82	69	3	4,35	49,95	16,65
80	9	98	18,24	7,5	113	163	84	70	3	5,09	59,81	19,94
90	9	108	20,29	7,5	123	173	86	72	3	5,70	66,57	22,19
100	9	118	22,34	7,5	133	183	88	74	3	6,20	73,22	24,41
125	9,5	144	29,10	7,5	159	211	91	77	3	7,64	94,94	31,65
150	10	170	36,44	7,5	185	239	94	79	3	9,89	119,21	39,74
175	10,5	196	44,36	7,5	211	267	97	81	3	12,00	145,08	48,36
200	11	222	52,86	8	238	296	100	83	3	14,41	172,99	57,66
225	11,5	248	61,95	8	264	324	100	83	3	16,89	202,71	67,57
250	12	274	71,61	8,5	291	353	103	84	4	19,61	306,05	76,51
275	12,5	300	81,85	8,5	317	381	103	84	4	22,51	349,91	87,48
300	13	326	92,68	8,5	343	409	105	85	4	25,78	396,50	99,13
325	13,5	352	104,08	8,5	369	437	105	85	4	28,83	445,15	111,29
350	14	378	116,07	8,5	395	465	107	86	4	32,23	496,51	124,13
375	14	403	124,04	9	421	491	107	86	4	34,27	530,43	132,61
400	14,5	429	136,89	9,5	448	520	110	88	4	39,15	586,71	146,68
425	14,5	454	145,15	9,5	473	545	110	88	4	41,26	621,82	155,46
450	15	480	158,87	9,5	499	573	112	89	4	44,90	680,38	170,10
475	15,5	506	173,17	9,5	525	601	112	89	4	48,97	741,65	185,41
500	16	532	188,04	10	552	630	115	91	4	54,48	806,64	201,66
550	16,5	583	212,90	10	603	683	117	92	4	62,34	913,94	228,49
600	17	634	238,90	10,5	655	737	120	94	4	71,15	1026,75	256,69
650	18	686	273,86	10,5	707	793	122	95	4	83,10	1178,54	294,64
700	19	738	311,15	11	760	850	125	96	4	98,04	1342,64	335,66
750	20	790	350,76	11	812	906	127	97	4	111,29	1514,33	378,58
800	21	842	392,69	12	866	964	130	98	4	129,27	1700,03	425,01
900	22,5	945	472,76	12,5	970	1074	135	101	4	160,17	2051,21	512,80
1000	24	1048	559,76	13	1074	1184	140	104	4	195,99	2435,03	608,76
1100	26	1152	666,81	13	1178	1296	145	106	4	243,76	2911,00	727,75
1200	28	1256	783,15	13	1282	1408	150	108	4	294,50	3427,10	856,78

eiserne Muffen- und Flanschenrohre.

gestellt vom Verein deutscher Ingenieure 1900 — finden sich S. 376 bis 383).

Flanschenrohre (Fig. 326)														
Flansch		Dichtungsleiste		Lochkreisdurchmesser D''	Schrauben				Durchmesser des Schraubenloches d_0	Übliche Baulänge L	Gewicht des Flansches nebst Anschluß	Gewicht eines Rohres bei vorstehender Baulänge	Gewicht für den lfd. m Rohr bei vorstehender Baulänge	Lichter Durchmesser D
Durchmesser D'	Dicke s_1	Breite b	Höhe h		Anzahl	Stärke d		Länge l						
mm	mm	mm	mm	mm		mm	engl. Z.	mm	mm	m	kg	kg	kg	mm
140	18	25	3	110	4	12,7	1/2	70	15	2	1,89	21,28	10,64	40
160	18	25	3	125	4	15,9	5/8	75	18	2	2,41	25,96	12,98	50
175	19	25	3	135	4	15,9	5/8	75	18	2	2,96	32,44	16,22	60
185	19	25	3	145	4	15,9	5/8	75	18	3	3,21	52,02	17,34	70
200	20	25	3	160	4	15,9	5/8	75	18	3	3,84	62,40	20,80	80
215	20	25	3	170	4	15,9	5/8	75	18	3	4,37	69,61	23,20	90
230	20	28	3	180	4	19,0	3/4	85	21	3	4,96	76,94	25,65	**100**
260	21	28	3	210	4	19,0	3/4	85	21	3	6,26	99,82	33,27	125
290	22	28	3	240	6	19,0	3/4	85	21	3	7,69	124,70	41,57	150
320	22	30	3	270	6	19,0	3/4	85	21	3	8,96	151,00	50,33	175
350	23	30	3	300	6	19,0	3/4	85	21	3	10,71	180,00	60,00	**200**
370	23	30	3	320	6	19,0	3/4	85	21	3	11,02	207,89	69,30	225
400	24	30	3	350	8	19,0	3/4	100	21	3	12,98	240,79	80,26	250
425	25	30	3	375	8	19,0	3/4	100	21	3	14,41	274,37	91,46	275
450	25	30	3	400	8	19,0	3/4	100	21	3	15,32	308,68	102,89	**300**
490	26	35	4	435	10	22,2	7/8	105	25	3	19,48	351,20	117,07	325
520	26	35	4	465	10	22,2	7/8	105	25	3	21,29	390,79	130,26	350
550	27	35	4	495	10	22,2	7/8	105	25	3	24,29	420,70	140,23	375
575	27	35	4	520	10	22,2	7/8	105	25	3	25,44	461,55	153,85	**400**
600	28	35	4	545	12	22,2	7/8	105	25	3	27,64	490,73	163,58	425
630	28	35	4	570	12	22,2	7/8	105	25	3	29,89	536,39	178,80	450
655	29	40	4	600	12	22,2	7/8	105	25	3	32,41	584,33	194,78	475
680	30	40	4	625	12	22,2	7/8	105	25	3	34,69	633,50	211,17	**500**
740	33	40	5	675	14	25,4	1	120	28,5	3	44,28	727,26	242,42	550
790	33	40	5	725	16	25,4	1	120	28,5	3	47,41	811,52	270,51	600
840	33	40	5	775	18	25,4	1	120	28,5	3	50,13	921,84	307,28	650
900	33	40	5	830	18	25,4	1	120	28,5	3	56,50	1046,45	348,82	**700**
950	33	40	5	880	20	25,4	1	120	28,5	3	59,81	1171,90	390,63	750

Die normalen Wandstärken s gelten für Rohre, die einem Betriebsdrucke von etwa 10 atm und einem Probedrucke von höchstens 20 atm ausgesetzt sind und vor allem Wasserleitungszwecken dienen. Für gewöhnliche Druckverhältnisse von Wasserleitungen (4 bis 7 atm) ist eine Verminderung der Wandstärken zulässig, ebenso für Leitungen,

in denen nur ein geringer Druck herrscht (Gas-, Wind-, Kanalisationsleitungen u. s. w.). Für Dampfleitungen, die größeren Temperaturunterschieden und dadurch entstehenden Spannungen, sowie für Leitungen, die unter besonderen Verhältnissen schädigenden äußeren Einflüssen ausgesetzt sind, ist es empfehlenswert, die Wandstärken entsprechend zu erhöhen (vergl. S. 362).

Der äußere Durchmesser des Rohres (D_1) ist feststehend; Änderungen der Wandstärke werden also nur auf den lichten Durchmesser des Rohres (D) von Einfluß sein. Als unabänderlich normal gilt ferner die innere Muffenform, die Art des Anschlusses an das Rohr und die Fugenweite (Bleifuge) f.

Aus Gründen der Herstellung sind bei geraden Normalrohren Abweichungen von den durch Rechnung ermittelten Gewichten um höchstens $\pm$ 3 % zu gestatten. In den Gewichtsberechnungen ist das spezifische Gewicht des Gußeisens = 7,25 gesetzt worden. — Für die Anordnung der Schraubenlöcher bei den Flanschenrohren gilt die Regel, daß die lotrechte Ebene durch die Rohrachse Symmetrieebene für die Löcher ist und kein Schraubenloch enthält.

Zu beachten ist, daß die übliche Nutzlänge L der Muffenrohre und die übliche Baulänge L der Flanschenrohre von den verschiedenen Fabriken für manche Rohre um 0,5 bis 1,0 m größer ausgeführt werden, so daß bei Bestellungen eine vorhergehende Vereinbarung mit dem Lieferanten geboten erscheint.

Rohre für hohen Druck (für Manometer, Wasserdruckpressen u. s. w.) erhalten Wandstärken von durchgängig 1/4" engl.

Innerer Durchmesser in engl. Zollen	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2,
Innerer Durchmesser in mm	6	10	13	16	19	25	32	38	44	51,
Rohgewicht in kg/lfd. m	2,05	2,5	2,9	3,4	3,9	4,9	6,0	7,0	7,8	9,0.

Überlappt geschweißte Rohre der nachstehenden Tabelle finden vorzugsweise als Dampfkesselrohre (für Lokomotiven, Dampfschiffe, Lokomobilen und in feststehenden Heizrohr- und Wasserrohrkesseln) Verwendung; sie werden auch in etwas größeren Wandstärken, sowie an den Enden erweitert oder verengt oder mit angelöteten Kupferstutzen geliefert. Für Heizungszwecke und für Dampfleitungen mit geringem Innendrucke werden überlappt geschweißte Rohre von etwa 4" engl. äußerem Durchmesser an auch in kleineren Wandstärken geliefert.

Die übliche Länge beträgt 4 bis 5 oder 6 m.

(Siehe hierzu die Tabelle S. 367.)

Spiral geschweißte Rohre werden von den Werken der Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik in Düsseldorf, Rath und Sömmerda aus zähem Schweißeisen (Festigkeit desselben 3000 bis 3500 kg/qcm) angefertigt.

Die Verbindung dieser Rohre erfolgt für Drücke bis 1 atm mittels aufgenieteter gußeiserner Flanschen (Fig. 327), für Drücke bis 2 atm mittels flacher, loser Flanschen aus Schmiedeisen, (Fig. 328), für Drücke bis 4 atm und darüber mittels aufgenieteter Flanschen aus Winkeleisen (Fig. 329), für Rohre von 157 bis 416 mm äußerem Durchmesser und

Überlappt geschweißte Rohre.

Zulässiger Betriebsüberdruck bis 15 atm.

Äußerer Durchmesser		Gewöhnliche Wandstärke	Flansch-		Lochkreisdurchmesser	Schrauben-			Rohrgewicht	
			Durchmesser	Dicke		Lochdurchmesser	Stärke	Anzahl	einschließlich Flansche	ausschließlich Flansche
engl. Z.	mm	mm	mm	mm	mm	mm	engl. Z.		kg/lfd. m	
1 1/2	38,1	2 1/4	96	8	68	11,5	3/8	4	2,20	1,97
1 5/8	41,3	2 1/4	99	8	71	11,5	3/8	4	2,40	2,17
1 3/4	44,4	2 1/4	103	8	75	11,5	3/8	4	2,57	2,32
1 7/8	47,6	2 1/4	106	8	78	11,5	3/8	4	2,74	2,49
2	50,8	2 1/2	116	10	84	15	1/2	4	3,22	2,97
2 1/8	54,0	2 1/2	121	10	89	15	1/2	4	3,50	3,15
2 1/4	57,1	2 3/4	124	10	92	15	1/2	4	4,00	3,65
2 3/8	60,3	3	129	10	97	15	1/2	4	4,60	4,20
2 1/2	63,5	3	133	12	101	15	1/2	4	4,90	4,45
2 3/4	69,8	3	140	12	108	15	1/2	4	5,40	4,90
3	76,2	3	146	12	114	15	1/2	4	5,90	5,35
3 1/4	82,5	3 1/4	163	12	126	18	5/8	4	7,05	6,35
3 1/2	88,9	3 1/4	169	14	132	18	5/8	4	7,66	6,78
3 3/4	95,2	3 1/4	175	14	138	18	5/8	4	8,17	7,30
4	101,6	3 3/4	185	14	148	18	5/8	4	10,00	9,01
4 1/4	108,0	3 3/4	191	14	154	18	5/8	4	10,60	9,56
4 1/2	114,3	3 3/4	197	14	160	18	5/8	4	11,20	10,10
4 3/4	120,7	4	204	14	167	18	5/8	4	12,63	11,46
5	127,0	4	226	16	179	21	3/4	4	13,68	12,03
5 1/4	133,4	4	231	16	184	21	3/4	4	14,35	12,65
5 1/2	139,7	4 1/2	239	16	192	21	3/4	4	16,70	14,90
5 3/4	146,1	4 1/2	245	16	198	21	3/4	6	17,40	15,55
6	152,4	4 1/2	254	16	207	21	3/4	6	18,10	16,20
6 1/4	158,8	4 1/2	261	16	214	21	3/4	6	19,10	17,00
6 1/2	165,1	4 1/2	269	16	222	21	3/4	6	19,70	17,65
6 3/4	171,5	4 1/2	275	16	228	21	3/4	6	20,60	18,30
7	177,8	4 1/2	286	18	240	21	3/4	6	21,70	19,10
7 1/2	190,5	5 1/2	300	18	253	21	3/4	6	27,70	24,90
8	203,2	5 1/2	313	20	266	21	3/4	6	29,90	26,60
8 1/2	215,9	6 1/2	327	20	280	21	3/4	6	36,70	33,20
9	228,6	6 1/2	341	20	294	21	3/4	6	38,90	35,30
9 1/2	241,3	6 1/2	354	22	306	21	3/4	8	41,40	37,20
10	254,0	6 1/2	372	22	323	21	3/4	8	44,30	39,50
10 1/2	266,7	7	385	22	336	21	3/4	8	49,50	44,50
11	279,4	7 1/2	404	25	353	21	3/4	8	55,90	49,60
11 1/2	292,1	7 1/2	417	25	365	21	3/4	8	58,70	52,10
12	304,8	7 1/2	430	25	379	21	3/4	8	61,50	54,70
12 1/2	317,5	8	442	25	392	21	3/4	8	66,00	60,50

jeden zulässigen Druck durch mit Kupfer aufgelötete schmiedeiserne Bunde mit Vor- und Rücksprung und lose Flanschen (Fig. 330) oder auch mittels glattgedrehter, aufgelöteter Bunde und loser Flanschen (passend zu gußeisernen Normalrohren) (Fig. 331), für Rohre von 467 bis 422 mm äußerem Durchmesser und jeden zulässigen Druck mittels

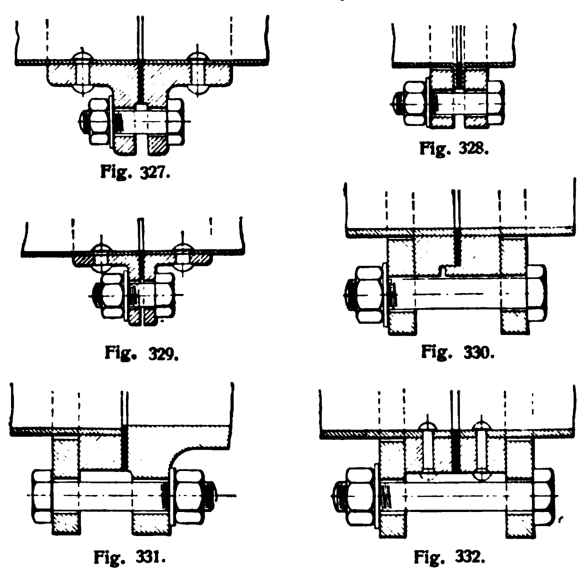


Fig. 327. Fig. 328. Fig. 329. Fig. 330. Fig. 331. Fig. 332.

glattgedrehter, aufgenieteter schmiedeiserner Bunde und loser Flanschen (passend zu gußeisernen Normalrohren) (Fig. 332); für Drücke bis 5 atm werden die Spiralrohre auch mit angewalzter Muffe ausgeführt.

Abmessungen und Gewichte der von der genannten Firma für normale Baulängen von je 10 m gelieferten spiral geschweißten Rohre sind aus der nachstehenden Tabelle zu entnehmen.

Spiral geschweißte Rohre.

Äußerer Durchmesser engl. Z.	Äußerer Durchmesser mm	Wandstärke mm	Betriebsdruck atm	Probedruck atm	Gewicht ohne Flanschen kg/lfd. m	Äußerer Durchmesser engl. Z.	Äußerer Durchmesser mm	Wandstärke mm	Betriebsdruck atm	Probedruck atm	Gewicht ohne Flanschen kg/lfd. m
$6^3/_{16}$	157	2,5	24	35	10,0	$8^3/_{16}$	208	2,5	18	27	13,8
		3	28	40	12,5			3	22	33	16,5
		3,5	30	45	15,0			3,5	26	39	19,2
$7^3/_{16}$	182	2,5	20	30	11,7	$9^3/_{16}$	233	2,5	16	24	15,4
		3	25	35	14,5			3	19	28	18,4
		3,5	30	45	17,1			3,5	23	34	21,6

Äußerer Durchmesser engl. Z.	mm	Wandstärke mm	Betriebsdruck atm	Probedruck atm	Gewicht ohne Flanschen kg/lfd. m	Äußerer Durchmesser engl. Z.	mm	Wandstärke mm	Betriebsdruck atm	Probedruck atm	Gewicht ohne Flanschen kg/lfd. m
$10^3/_{16}$	259	2,5	15	22	17,0	$18^3/_8$	467	4	13	19	49,8
		3	17	25	20,3			5	16	24	62,0
		3,5	20	30	24,0			6	19	27	75,0
$12^1/_4$	311	3	15	22	24,7	$20^3/_8$	517	3,5	10	15	48,2
		3,5	18	27	29,0			4	12	18	55,0
		4	20	30	33,3			5	15	23	68,8
		5	24	34	42,0			6	18	26	80,0
$14^1/_4$	362	3	13	20	29,0	$22^1/_2$	571	3,5	9,5	14,5	53,3
		3,5	15	23	33,5			4	11	17	60,9
		4	17	25	38,5			5	13	20	76,0
		5	21	29	48,0			6	15	22	91,0
$16^3/_8$	416	3,5	13	18	38,8	$24^1/_2$	622	3,5	8,5	13	58,0
		4	15	22	44,3			4	10	15	66,5
		5	18	27	54,7			5	12,5	18,5	83,0
$18^3/_8$	467	3,5	11	17	43,5			6	15	22	100,0

3. Nahtlose Rohre.

Derartige Rohre für höhere Drücke werden nach dem Ehrhardtschen Preßverfahren von den Werken der Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik in Düsseldorf, Rath und Sömmerda oder nach dem Walzverfahren von Mannesmann von den Deutsch-Österreichischen Mannesmannröhren-Werken in Remscheid, Bous a. Saar, Rath und Komotau in Böhmen hergestellt.

Nahtlose, glattgezogene Stahlrohre (5 bis 50 mm äußerer Durchmesser) der Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik.

Wandstärke mm	Äußerer Durchmesser in mm: 5 bis 10	über 10 bis 15	über 15 bis 20	über 20 bis 25	über 25 bis 30	über 30 bis 35	über 35 bis 40	über 40 bis 45	über 45 bis 50
0,5	5,36	5,30	5,80	6,13	6,69	.	.	.	.
über 0,5 bis 0,6	4,18	4,18	4,72	5,01	5,57	5,83	6,39	6,69	7,24
„ 0,6 „ 0,7	3,62	3,62	4,18	4,45	5,01	5,27	5,83	6,13	6,69
„ 0,7 „ 0,8	3,62	3,34	3,90	4,20	4,95	5,10	5,70	5,90	6,50
„ 0,8 „ 0,9	3,62	3,34	3,73	4,02	4,72	5,01	5,57	5,83	6,39
„ 0,9 „ 1	3,62	3,34	3,55	3,80	4,40	4,65	5,20	5,45	6,10
„ 1 „ 1,2	3,62	3,34	3,47	3,62	4,18	4,43	5,01	5,27	5,83
„ 1,2 „ 1,4	3,62	3,34	3,90	4,18	4,72	5,01	5,57	5,83	6,39
„ 1,4 „ 1,6	3,62	3,40	3,95	4,25	4,85	5,10	5,65	6,00	6,50
„ 1,6 „ 1,8	3,62	3,47	4,02	4,43	5,01	5,27	5,83	6,13	6,69
„ 1,8 „ 2	3,62	3,60	4,40	4,75	5,50	5,90	6,50	6,70	7,70
„ 2 „ 2,5	3,62	3,73	4,59	5,01	5,83	6,26	7,10	7,20	8,20
„ 2,5 „ 2,75	3,74	3,90	4,72	5,27	6,13	6,69	7,64	8,06	8,92
„ 2,75 „ 3	3,90	4,18	5,01	5,57	6,69	7,21	8,20	8,49	9,31
„ 3 „ 3,25	4,04	4,22	5,14	5,70	6,97	7,51	8,56	8,98	9,95
„ 3,25 „ 3,5	4,18	4,29	5,27	5,83	7,24	7,80	8,92	9,47	10,59

Die Firma *fertigt nahtlose Rohre bis 300 mm äußeren Durchmesser.

Nahtlose Mannesmann-Stahlrohre werden — wenn nicht anders bestimmt — auf 50 kg/qcm Überdruck geprüft.

(Siehe hierzu die Tabelle S. 371.)

Nahtlose Mannesmann-Muffen-Stahlrohre finden als Ersatz für gußeiserne Rohre Verwendung; sie sind gegen Verrosten durch Heißasphaltierung und Umhüllung mit geteerter Jute geschützt.

Mannesmann-Muffen-Stahlrohre (Fig. 333).

Lichtweite des Rohres D mm	Wandstärke des Rohres s mm	Innendurchmesser der Muffe D_1 mm	Stärke der Dichtungsfuge f mm	Muffentiefe t mm	Ungefähres Gewicht (einschl. Juteumhüllung) kg/lfd. m
40	3	60	7	87	3,85
50	3	71	7,5	91	4,9
60	3	81	7,5	94	5,5
70	$3^1/_4$	91,5	7,5	97	6,5
80	$3^1/_2$	102	7,5	99	8,6
90	4	113	7,5	102	10,5
100	4	123	7,5	105	11,6
125	4	149	7,5	109	14,0
150	$4^1/_2$	176	7,5	112	19,0
175	5	202	7,5	115	25,5
200	$5^1/_2$	226	8	117	30,0
225	$6^1/_2$	251	8	120	40,0
250	7	277	8,5	123	53,0

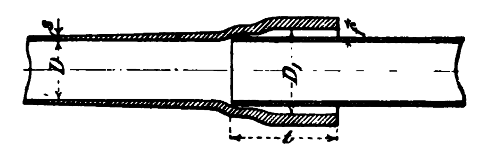


Fig. 333.

Fig. 334 zeigt die durch einen heiß aufgezogenen Ring verstärkte Muffe eines Mannesmann-Stahlrohres.

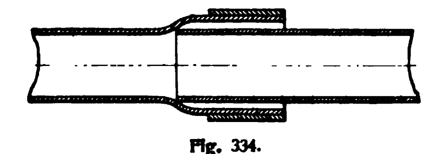


Fig. 334.

Nahtlose Mannesmann-Stahlrohre
für Wasser-, Dampf- und Luftleitungen.

Äußerer Durchmesser engl. Z.	Äußerer Durchmesser mm	Wandstärke mm	Flanschendurchmesser mm	Flanschenstärke mm	Flanschenlochkreis mm	Schraubenlochdurchmesser mm	Anzahl der Schraubenlöcher	Ungefähres Gewicht (einschließlich Flanschen) in kg/lfd. m
1 1/2	38	2,25	96	8	68	11,5	3	2,40
1 5/8	41,5	2,25	99	8	71	11,5	3	2,40
1 3/4	44,5	2,25	103	8	75	11,5	3	2,52
1 7/8	47,5	2,25	106	8	78	11,5	3	2,74
2	51	2,50	116	10	84	14	3	3,22
2 1/8	54	2,50	121	10	89	14	3	3,50
2 1/4	57	2,75	124	10	92	14	3	4
2 3/8	60	3	129	10	97	14	3	4,60
2 1/2	63,5	3	133	12	101	14	3	4,90
2 3/4	70	3	140	12	108	14	4	5,40
3	76	3	146	12	114	14	4	5,90
3 1/4	83	3,25	163	12	126	17	4	7,05
3 1/2	89	3,25	169	14	132	17	4	7,66
3 3/4	95	3,25	175	14	138	17	4	8,17
4	102	3,75	185	14	148	17	4	10
4 1/4	108	3,75	191	14	154	17	4	10,60
4 1/2	114	3,75	197	14	160	17	4	11,20
4 3/4	121	4	204	14	167	17	4	12,63
5	127	4	226	16	179	21	4	13,68
5 1/4	133	4	231	16	184	21	4	14,35
5 1/2	140	4,5	239	16	192	21	4	16,70
5 3/4	146	4,5	245	16	198	21	6	17,40
6	152	4,5	254	16	207	21	6	18,10
6 1/4	159	4,5	261	16	214	21	6	19,10
6 1/2	165	4,5	269	16	222	21	6	19,70
6 3/4	171	4,5	275	16	228	21	6	20,60
7	178	4,5	286	18	240	21	6	21,70
7 1/2	191	5,5	300	18	253	21	6	27,70
8	203	5,5	313	20	266	21	6	29,91
8 1/2	216	6,5	327	20	280	21	6	36,67
9	229	6,5	341	20	294	21	7	38,92
9 1/2	241	6,5	354	22	306	21	7	41,44
10	254	6,5	372	22	323	21	7	44,26
10 1/2	267	7	385	22	336	21	7	49,52
11	279	7,5	404	25	353	21	8	55,90
11 1/2	292	7,5	417	25	365	21	8	58,71
12	305	7,5	430	25	379	21	8	61,48

c) Kupferrohre.

Die Rohre werden entweder hart gelötet (also mit Naht) in Lichtweiten von 4 bis 250 mm bei Wandstärken von 0,75 bis 6 mm und gezogen oder gewalzt (ohne Naht) in Lichtweiten von 3 bis 250 mm bei Wandstärken von 0,5 bis 6 mm, ferner auf elektrolytischem Wege bis 1500 mm Lichtweite hergestellt in den Handel gebracht.

Bei gebogenen Kupferrohren mit kleinen Lichtweiten empfiehlt es sich, den Halbmesser der gekrümmten Mittellinie mindestens gleich dem 2- bis 3fachen, bei großen Lichtweiten gleich dem 4- bis 5fachen Rohrdurchmesser zu nehmen.

Über die Wandstärke, Flanschenverbindung u. s. w. kupferner Rohre s. unter nachstehenden „Normalien".

d) Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung,

aufgestellt vom Verein deutscher Ingenieure 1900[1]).

Hierzu die Abbildungen auf S. 380 bis 383, sowie die Tabellen auf S. 376 bis 379.

1. Geltungsbereich hinsichtlich des Rohrdurchmessers und des Dampfdruckes; Prüfungsdruck.

Die Normalien gelten für Rohrdurchmesser von 30 bis 400 mm und für einen inneren Betriebsüberdruck von 8 bis 20 atm; für Rohre von mehr als 300 mm Durchmesser ist außerdem eine Zahlenreihe der Abmessungen für 15 atm Überdruck aufgestellt.

Die Einzelstücke sind bei gewöhnlicher Temperatur mit dem zweifachen höchsten Betriebsdrucke zu prüfen, und dabei sind die Rohre, während sie unter Druck stehen, mit dem Hammer abzuklopfen. Es empfiehlt sich, auch die fertigen Rohrleitungen zu prüfen, und zwar nach den für Dampfkessel geltenden Vorschriften.

Für die Rohrdurchmesser sind die Zahlen der Normalien für gußeiserne Flanschrohre (s. S. 364) beibehalten worden; für Rohre, deren Durchmesser zwischen den in jenen Normalien angegebenen Stufen liegen, sollen jeweils die Maße der höheren Stufe gewählt werden.

2. Druckfläche der Flanschverbindungen.

Die den Festigkeitsberechnungen zugrunde gelegte Druckfläche der Flanschverbindungen ist gleich der Kreisfläche, die sich bis zur Außenkante der Dichtungsringfläche erstreckt.

3. Baustoffe.

α) Gußeisen darf bis 8 atm Druck zu Rohren, Formstücken und Ventilkörpern für alle Durchmesser,

von 8 bis 13 atm zu Ventilkörpern und Formstücken für alle Durchmesser, zu Rohren nur bis 150 mm Durchmesser,

von 13 bis 20 atm überhaupt nicht verwendet werden, mit Ausnahme von Ventilen bis 50 mm Durchmesser.

---

[1]) Zu beziehen von der Geschäftsstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW., Charlottenstraße 43.

Das Gußeisen muß mindestens eine Biegungsfestigkeit $K_b =$ 2500 kg/qcm bei 18 mm Durchbiegung besitzen, gemessen an quadratischen Stäben mit Gußhaut, die 30 mm Seitenlänge des Querschnittes haben, und deren freie Auflagerlänge 1 m beträgt.

β) Bronze. Für Ventilkörper und Formstücke ist Bronze zulässig, vorausgesetzt, daß die Bronze eine Zugfestigkeit von mindestens $K_z = 2000$ kg/qcm bei mindestens $\varphi = 15$ % Dehnung besitzt.

Da die Streckgrenze der Bronze (aus 87 Cu, 8,7 Sn, 4,3 Zn oder aus 91 Cu, 5 Sn, 4 Zn bestehend) $\sigma_f = 900$ kg/qcm beträgt, so ist — bei gewöhnlicher Temperatur — für die Arbeitsbelastung (= halbe Probebelastung) $k_z \lesseqgtr 450$, nur ausnahmsweise bis 500 kg/qcm zu wählen.

γ) Kupfer soll eine Festigkeit von mindestens $K_z = 2100$ kg/qcm bei mindestens $\varphi = 35$ % Dehnung besitzen. (Vorschrift der Kaiserlichen Marine.)

δ) Schweißeisen, Flußeisen, Stahlguß. Aus Schweißeisen oder Flußeisen können angefertigt werden: die Schrauben; aus Schweißeisen, Flußeisen oder Stahlguß: die Flansche; aus Schweißeisen oder Flußeisen: die Rohrwandungen, sofern sie nicht aus Kupfer bestehen sollen. Die Ventile werden aus Stahlguß, die Formstücke aus Stahlguß oder Schweißeisen hergestellt, sofern nicht Bronze gewählt wird oder nach dem unter 3 α) Gesagten Gußeisen zulässig ist.

Die Zahlen der Festigkeit und der Dehnung sollen betragen

für Schweißeisen:	in der Längsrichtung	$K_z \geqq 3400$	kg/qcm,	$\varphi \geqq 12$ %;
„	„ „ Querrichtung	$K_z \geqq 3200$	„	$\varphi \geqq 8$ %;
„ Flußeisen:		$K_z \geqq 4500$	„	$\varphi \geqq 22$ %;
„ Stahlguß:		$K_z \geqq 3800$	„	$\varphi \geqq 20$ %.

Die Probestäbe sind den Rohren zu entnehmen.

4. Schrauben.

Die Beanspruchung bei 20 atm Arbeitsdruck soll im Schraubenkern betragen:

bei Schrauben von	5/8"	engl. Durchmesser höchstens	$k_z = 240$	kg/qcm,
„ „ „	3/4"	„ „ „	$k_z = 310$	„
„ „ „	7/8"	„ „ „	$k_z = 335$	„
„ „ „	1"	„ „ „	$k_z = 415$	„
„ „ „	1 1/8"	„ „ „	$k_z = 445$	„

Die Anzahl der Schrauben soll gerade sein. In der Symmetrieebene der Ventile sollen keine Schrauben sitzen.

Für Schrauben von 5/8", 3/4", 7/8", 1", 1 1/8" engl. Durchmesser erhalten die Schraubenlöcher 17, 21, 24, 28, 32 mm Durchmesser.

5. Rohrwandungen.

Die Rohrwandungen dürfen nur bis zu den nachstehend angegebenen Grenzen aus Gußeisen bestehen; sonst aus Schweißeisen, aus geschweißtem oder gezogenem Flußeisen oder aus Kupfer.

α) Gußeisen. Bis 8 atm ist Gußeisen für die Rohrwandungen bei allen Durchmessern, von 8 bis 13 atm nur bis 150 mm Durchmesser zulässig; von 13 bis 20 atm ist es nicht mehr zulässig.

β) Schweißeisen, Flußeisen sollen in den Rohrwandungen bei den weitesten Rohren — 400 mm Durchmesser — durch den inneren Druck höchstens mit $k_z = 400$ kg/qcm beansprucht werden.

Die Wanddicken s (in mm) in der Tabelle auf S. 376 sind bis $D = 200$ mm Durchmesser nach der Formel $s = \frac{p\,D}{700} + 1$ berechnet, wo p den höchsten Betriebsdruck in atm bezeichnet; von da an nimmt die Beanspruchung des Eisens allmählich zu, bis die Wanddicke für Rohre von 400 mm Durchmesser der Formel $s = \frac{p\,D}{800}$ entspricht.

Stumpf geschweißte Rohre — sog. Gasrohre — sollen nicht verwendet werden, sondern nur nahtlose oder überlappt geschweißte.

γ) Kupfer. Für die Wandungen kupferner Rohre sollen die Bestimmungen der Kaiserlichen Marine maßgebend sein, welche anordnen:

$$s = \frac{p\,D}{400} + 1{,}5 \text{ für Rohre bis 100 mm Durchmesser,}$$

$$s = \frac{p\,D}{400} \text{ für Rohre von 125 mm Durchmesser und darüber.}$$

(s und D in mm, p in atm.)

Kupferne Rohre von 125 mm l. W. und darüber für Dampf von mehr als 8 atm sind mit verzinktem Stahldrahttau so zu umwickeln, daß die Tauspiralen sich berühren, und daß bei dem Bruche des Taues in einer Spirale die anliegenden anderen Tauspiralen nicht lose werden; für die Dicke des Taues gelten folgende Maße:

Lichte Rohrweite in mm	125–150	155–200	205–250	255–300	305–350	355–400
Umfang des Drahttaues in cm	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0

Die Umwickelung ist mit einem guten Anstrich von Leinölfirnis zu versehen.

Wenn möglich, sind gezogene Rohre zu verwenden.

6. Flanschen.

α) Flansch- und Bundköpfe für lose Flanschen.

Die Verbindung der Flanschen mit den Rohren durch Lötung allein ist nur für Rohre bis zu 50 mm Durchmesser zulässig; bei Rohren über 50 mm Durchmesser muß die Sicherung der Flanschköpfe gegen Abschieben von den Rohren durch Schweißen oder Nieten, durch Aufrollen, mittels Gewindes oder durch Umbördeln erzielt werden.

Bei Kupferrohren sind die Flansch- und Bundköpfe in Bronze auszuführen.

Für überhitzten Dampf sind Verbindungen, die nur mittels Lötung hergestellt sind, nicht zulässig.

β) Flansch- und Schraubenkreisdurchmesser

Bis zu 80 mm Durchmesser stimmen die Flansch- und Schraubenkreisdurchmesser mit den Maßen der gußeisernen Flanschrohre für geringen Druck (s. S. 365) überein; über 80 mm Durchmesser hinaus sind sie größer.

γ) Dichtung.

Bei Anwendung von glatten Flanschen sind solche Dichtungsringe zu wählen, die durch hohen Dampfdruck nicht herausgedrückt werden können.

Werden solche Flanschen angewendet, die einander centrieren, so ist der eine Flansch mit einem vorstehenden Rande, der andere mit einer entsprechenden Eindrehung zu versehen. Bei Ventilgehäusen soll der Flansch auf der Seite des einströmenden Dampfes die Nut, der auf der anderen die Feder enthalten. Wo das Bedürfnis vorliegt, einen Blindflansch einziehen zu können, soll der vorspringende Teil des Centrierringes fortfallen.

Die in die Normalien aufgenommenen Dichtungen sind entweder metallische oder weiche.

Von metallischen Dichtungen werden der gewellte Kupferring zwischen glatten Flanschen und die metallene Linse mit geschliffenen Kugelflächen benutzt. Die letztere Anordnung gestattet Richtungsänderungen in der Rohrleitung und ist, weil jedes Dichtungsmittel fortfällt, die zuverlässigste, wenn auch teuerste Dichtung.

Von weichen Dichtungen erscheint die durch runde Schnur in Dreiecknute mit Centrierring besonders empfehlenswert. Die Packung ist eingeschlossen und wird durch den Dampfdruck in den keilförmigen Winkel hineingedrückt. Beim Anziehen des Flansches wird Metall auf Metall gepreßt, so daß der Flansch — und mit ihm das Rohr — nicht schief gezogen werden kann. Ein einmal angezogener Flansch hält für alle Drücke dicht. Die runde oder auch mit anderem Querschnitt versehene Dichtungsschnur läßt sich über den Centrierring hinüberziehen und wird durch ihre Spannung festgehalten; infolgedessen lassen sich die Flanschen in jeder Stellung, auch wenn der Ring an einem wagerecht gestellten oder nach unten gerichteten Flansch sitzt, zusammenbringen, ohne daß der Ring abfällt. Der vorstehende Rand centriert die Rohre. Der Spielraum in der inneren Fuge gestattet bei einer etwa zu stark gewählten Packung dem Überschuß herauszudringen. Die Dichtung mit rechteckiger Nut und Feder hält die Packung eingeschlossen und centriert die Rohre. Um das Zusammenschrauben der Flanschen zu erleichtern, muß die Nut etwas weiter sein als die Feder.

Bei der in den Abbildungen (S. 382) ebenfalls aufgenommenen Flanschverbindung für Kupferrohre von Gebr. Sulzer in Winterthur wird in das in kaltem Zustande aufgeweitete Rohrende eine Art Linse eingesetzt, während es den Flansch außen dicht umfaßt. Genannte Firma hat diese Verbindung seit mehreren Jahren bei hohem Dampfdruck für Rohre bis 200 mm Durchmesser, bei Zwischendampfleitungen für solche bis 350 mm Durchmesser mit gutem Erfolge ausgeführt; sie hat den Vorzug, daß sie ganz auf kaltem Wege hergestellt wird, daher frei von Gefahr infolge zu hoher Erwärmung ist und dem Rohrende eine bedeutende Elastizität sichert.

Zusammenstellung der Maße für Normalien zu

Hierzu die Abbildungen

Lichter Durchmesser des Rohres	Wanddicke[1]) des Rohres bei Ausführung in Schweiß- oder Flußeisen: im Rohrschaft	Wanddicke[1]) des Rohres bei Ausführung in Schweiß- oder Flußeisen: am Bordring	Wanddicke[1]) des Rohres bei Ausführung in Kupfer[2])	Wanddicke[1]) am Hals des Ventils bei Ausführung in Bronze	Flanschdurchmesser	Lochkreisdurchmesser	Dichtung mit Nute und Feder: Innerer Durchmesser der Nute	Dichtung mit Nute und Feder: Breite der Nute[3])	Dichtung mit Nute und Feder: Tiefe der Nute	Dichtung mit Nute und Feder: Durchmesser der Dichtungsschnur bei dreieckiger Nute	Dichtung mit Linsen: Äußerer Durchmesser der Linse	Dichtung mit Linsen: Radius der Wölbung	Dichtung mit Linsen: Breite der Dichtungsfläche	Dichtung mit Linsen: Dicke der Linse
D	s	s_1	s_2	s_3	A	B	C	a	b		E	R	c	d
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
									I. Rohrleitungen von					
30	2,25	2,25	3	8	125	95	48	8	4	5	55	50	4	10
40	2,25	2,25	3,5	9	140	110	60	8	4	5	68	60	4	12
50	2,5	2,5	4	10	160	125	72	8	4	5	80	70	5	12
60	3	3	4,5	11	175	135	84	8	4	5	93	85	5	14
70	3	3	5	12	185	145	94	8	4	5	106	100	5	14
80	3,5	3,5	5,5	13	200	160	105	8	4	5	120	115	6	16
90	4	4	6	14	220	180	116	8	4	5	134	135	6	16
100	4	4	6,5	15	240	190	128	11	5	7	148	155	7	18
125[5])	5	5	6,5	16	270	220	154	11	5	7	176	180	7	20
150[5])	5,5	5,5	7,5	18	300	250	182	11	5	7	207	210	8	20
175	6	12	9	20	330	280	212	11	5	7	238	240	8	22
200	7	14	10	22	360	310	242	11	5	7	269	270	8	22
225	7	14	11,5	24	390	340	272	14	5	8	300	305	10	24
250	8	16	12,5	26	420	370	300	14	5	8	330	340	10	24
275	8	16	14	28	450	400	330	14	5	8	360	385	10	26
300	9	18	15	30	480	430	360	14	5	8	390	430	10	26
325	9	18	16,5	32	520	465	390	14	5	8	420	475	12	28
350	10	20	17,5	34	550	495	420	14	5	8	450	520	12	28
375	10	20	19	36	580	525	450	14	5	8	480	565	12	30
400	10	20	20	38	605	550	476	14	5	8	510	610	12	30
									II. Rohrleitungen von					
325	8	16	12,5	26	495	445	376	14	5	8	405	415	10	24
350	8	16	14	28	525	475	406	14	5	8	435	460	10	26
375	9	18	15	30	555	505	436	14	5	8	465	505	10	26
400	9	18	16	32	585	535	465	14	5	8	505	550	12	28

[1]) Diese Maße gelten nur für Rohre von Schweißeisen bezw. Flußeisen oder Kupfer. Von 8 bis 13 atm Überdruck und bis 150 mm Durchmesser ist es zulässig, gußeiserne Rohre zu verwenden, wozu die Wanddicken und Flanschen der deutschen Rohrnormalien entsprechend zu verstärken und zu ändern sind.

[2]) Die in der Maßtafel angegebenen Wanddicken für Kupferrohre beziehen sich auf 20 (I) und 15 (II) atm Überdruck; bei geringerem Druck sind die Wanddicken nach den Formeln $s = \frac{p\,D}{400} + 1,5$ (für Rohre bis 100 mm lichter Durchmesser) und $s = \frac{p\,D}{400}$ (für Rohre von 125 mm lichtem Durchmesser und darüber) zu bestimmen.

Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung.

auf S. 380 bis 383.

Schrauben[4])				Flansche													Lichter Durchmesser des Rohres
Gesamtdruck auf die Schrauben berechnet für $C+2a$	Durchmesser	Anzahl	Durchmesser des Schraubenloches	Äußerer Durchmesser	Loser Flansch		Bordring		Fester Flansch und Bordring (Höhe)				Flansch am Ventil aus Bronze	für Linsendichtung		
					Innerer Durchmesser	Höhe	Äußerer Durchmesser	Höhe des aufgeschweißten Bordes	aus Stahlguß		aus Bronze			Höhe des Ansatzes auf dem Flansche	Tiefe der inneren Eindrehung	
				A	F	e	G	f	g	$g_1 = g-b$	h	$h_1 = h-b$	$h_v = h+b$	h_2	i	D
kg	engl. Z.		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
8 bis 20 atm Überdruck.																
643	1/2	6	14	125	60	16	75	16	16	12	16	12	20	8	7	30
907	1/2	6	14	140	75	17	90	18	18	14	18	14	22	9	9	40
1216	5/8	6	17	160	85	18	100	20	20	16	20	16	24	10	9	50
1571	5/8	6	17	175	90	19	110	21	21	17	21	17	25	12	11	60
1900	5/8	6	17	185	100	20	120	22	22	18	22	18	26	12	11	70
2300	3/4	6	21	200	115	22	135	23	23	19	23	19	27	13	12	80
2737	3/4	6	21	220	125	23	150	24	24	20	24	20	28	13	13	90
3534	3/4	6	21	240	140	24	160	26	26	21	26	21	31	14	14	100
4866	3/4	8	21	270	170	28	190	28	28	23	28	23	33	14	15	125
6537	7/8	8	24	300	195	32	220	30	29	24	30	25	35	14	16	150
8600	7/8	10	24	330	225	37	250	31	30	25	32	27	37	15	17	175
10948	7/8	12	24	360	255	40	280	32	31	26	34	29	39	15	18	200
14137	1	12	28	390	285	42	310	34	32	27	36	31	41	16	19	225
16900	1	12	28	420	315	45	340	36	33	28	38	33	43	17	21	250
20130	1	14	28	450	340	48	370	37	34	29	40	35	45	18	22	275
23648	1	16	28	480	370	50	400	38	35	30	42	37	47	18	23	300
27445	1 1/8	16	32	520	405	52	430	39	36	31	44	39	49	18	25	325
31526	1 1/8	16	32	550	435	55	460	40	37	32	46	41	51	19	27	350
35890	1 1/8	18	32	580	465	58	490	41	38	33	48	43	53	19	28	375
39900	1 1/8	20	32	605	490	60	515	42	40	35	48	43	53	20	29	400
8 bis 15 atm Überdruck.																
19230	1	14	28	495	390	45	415	36	33	28	38	33	43	17	21	325
22190	1	16	28	525	415	48	445	38	34	29	40	35	45	17	22	350
25369	1	18	28	555	445	50	475	38	35	30	40	35	45	17	23	375
28633	1	20	28	585	480	52	505	40	36	31	42	37	47	18	25	400

[3]) Die Feder ist stets 1 mm schmäler als die Nute.

[4]) Die Außenmaße der Muttern entsprechen den Vorschriften der Kaiserlichen Marine für englische und den Beschlüssen des Vereins deutscher Ingenieure für metrische Schraubenmaße.

[5]) Die Flanschverbindungen der Kupferrohre von 125 und 150 mm lichtem Durchmesser sind in den Zeichnungen nicht dargestellt; der Unterschied gegenüber den Röhren von 175 mm lichtem Durchmesser und darüber besteht darin, daß die Flanschverbindungen der Rohre von 125 und 150 mm lichtem Durchmesser nur eine Reihe von Nieten haben. Alle Maße auch dieser Flanschverbindungen sind aus der vorstehenden Tabelle zu entnehmen.

Fortsetzung der Tabelle

Lichter Durchmesser des Rohres	Hals für Rohre aus Schweißeisen oder Flußeisen								Niete für Rohre aus Schweißeisen oder Flußeisen					
	geschraubt oder eingerollt				genietet und gelötet			genietet und verstemmt						
	Höhe des Halsansatzes	Dicke des Halsansatzes		Tiefe der Einrollung	Höhe des Halsansatzes	Länge der Aussparung	Breite und Länge der Abschrägung	Höhe des Halsansatzes	Durchmesser	Abstand von der Außenkante des Halses		Abstand von der Innenkante des Rohres	Anzahl der Niete in einer Reihe bei einfacher	doppelter
D	*k*	*m*	m_1	*t*	*n*	*o*	*l*	*p*	*q*	*r*	r_1	*u*	Nietung	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		
									I. Rohrleitungen von					
30	18	8	.	1	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
40	20	8	.	1	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
50	22	9	.	1	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
60	24	9	.	1	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
70	25	10	.	1	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
80	26	10	.	1	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
90	27	11	.	1,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
100	28	11	.	1,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
125	32	12	13	1,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
150	42	12	14	2	42	37	6	67	13	23	45	28	10	7
175	45	13	15	2	45	40	7	75	14	24	48	30	11	8
200	47	14	16	2	47	42	8	82	15	25	53	32	12	9
225	50	15	17	.	50	45	9	84	16	26	55	35	14	10
250	52	16	18	.	52	47	10	86	17	27	58	36	15	12
275	52	16	18	.	52	47	11	86	17	27	58	36	16	13
300	55	16	18	.	55	50	12	88	18	28	60	38	17	14
325	55	17	19	.	55	50	13	88	18	28	60	38	18	15
350	58	17	19	.	58	53	13	95	19	30	64	40	19	16
375	58	18	20	.	58	53	14	95	19	30	64	40	20	17
400	60	18	20	.	60	55	14	103	20	32	67	44	21	18
									II. Rohrleitungen von					
325	52	16	18	.	52	47	10	86	17	27	58	36	18	15
350	52	16	18	.	52	47	11	86	17	27	58	36	19	16
375	55	16	18	.	55	50	12	88	18	28	60	38	20	17
400	55	17	19	.	55	50	13	88	18	28	60	38	21	18

[1]) Unter Baulänge des Ventils ist dasjenige Maß verstanden, welches sich von Mitte zu Mitte Ventil ohne Rücksicht auf die Dichtung ergibt, wenn zwei gleiche Ventile aneinander gefügt werden. Die Schenkellängen der normalen

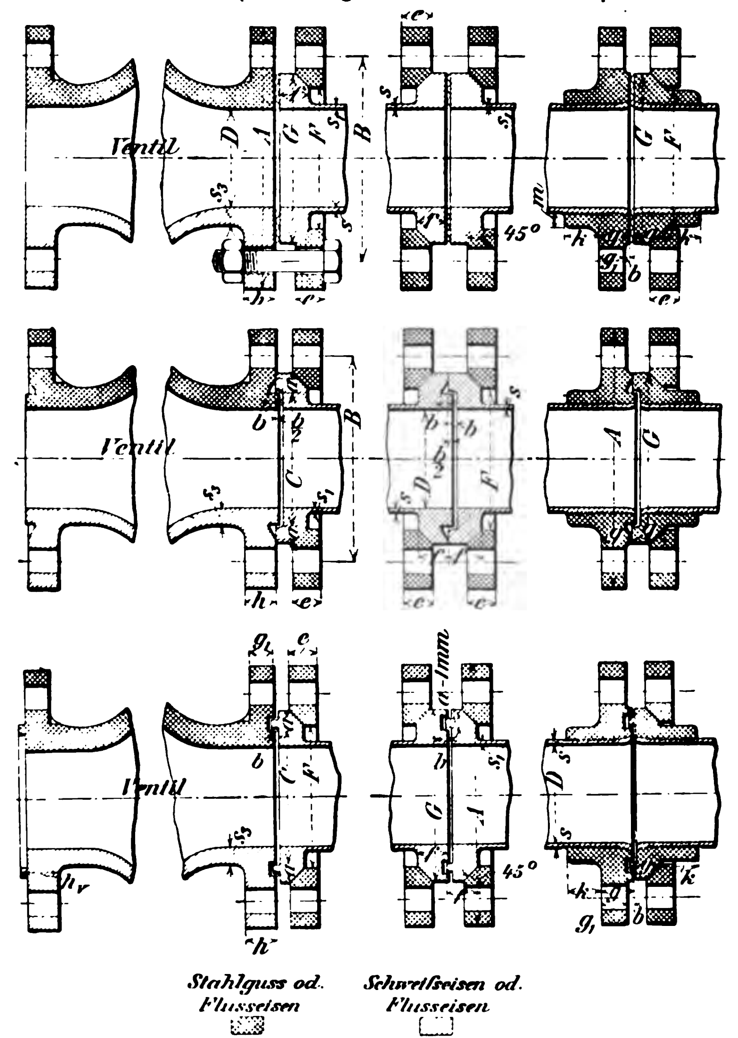
von Seite 376 und 377.

Hals für Rohre aus Kupfer					Niete für Rohre aus Kupfer				Umbörtelung des Kupferrohres		Lichter Durchmesser des Rohres	Baulänge des Ventiles
Höhe des Halsansatzes	Dicke des Halsansatzes		Länge der Aussparung	Breite und Länge der Abschrägung	Durchmesser	Abstand von der Außenkante des Halses		Anzahl der Niete in einer Reihe	Breite	Tiefe		L[1]) = $2D + 150$
k_1 mm	v mm	v_1 mm	o_1 mm	l mm	q_1 mm	w mm	w_1 mm		x mm	y mm	D mm	mm
8 bis 20 atm Überdruck.												
14	7	.	14	5	.	.	.	.	3	3	30	210
14	8	.	15	5,5	.	.	.	.	3	3,5	40	230
14	8	.	15	5,5	.	.	.	.	3,5	3,5	50	250
14	8	.	15	6	.	.	.	.	3,5	4	60	270
15	8	.	16	6	.	.	.	.	4	4	70	290
15	9	.	16	6	.	.	.	.	4	4,5	80	310
16	9	.	16	6	.	.	.	.	4	4,5	90	330
17	9	.	16	6	.	.	.	.	4,5	5	100	350
42	9	10	.	6	11	17	.	8	4,5	5,5	125	400
42	9	10	.	6	11	17	.	10	5	6	150	450
71	10	12	.	7	12	19	40	8	5,5	7	175	500
75	11	13	.	8	13	21	43	9	6	8	200	550
79	12	14	.	9	14	23	47	10	7	9	225	600
81	13	15	.	10	15	25	51	12	8	10	250	650
83	14	16	.	11	16	27	55	13	9	11	275	700
88	15	17	.	12	17	29	58	14	10	12	300	750
94	16	18	.	13	18	31	63	15	11	13	325	800
100	17	19	.	13	18	31	63	16	11	14	350	850
105	18	20	.	14	20	33	68	17	12	15	375	900
109	18	20	.	14	20	33	68	18	12	15	400	950
8 bis 15 atm Überdruck.												
81	13	15	.	10	15	25	51	15	8	10	325	800
83	14	16	.	11	16	27	55	16	9	11	350	850
88	15	17	.	12	17	29	58	17	10	12	375	900
94	16	18	.	13	18	31	63	18	11	13	400	950

T-Stücke und Krümmer sind gleich der halben Baulänge der Durchgangsventile, also = $D + 75$ mm.

Normalien zu Rohrleitungen für Dampf

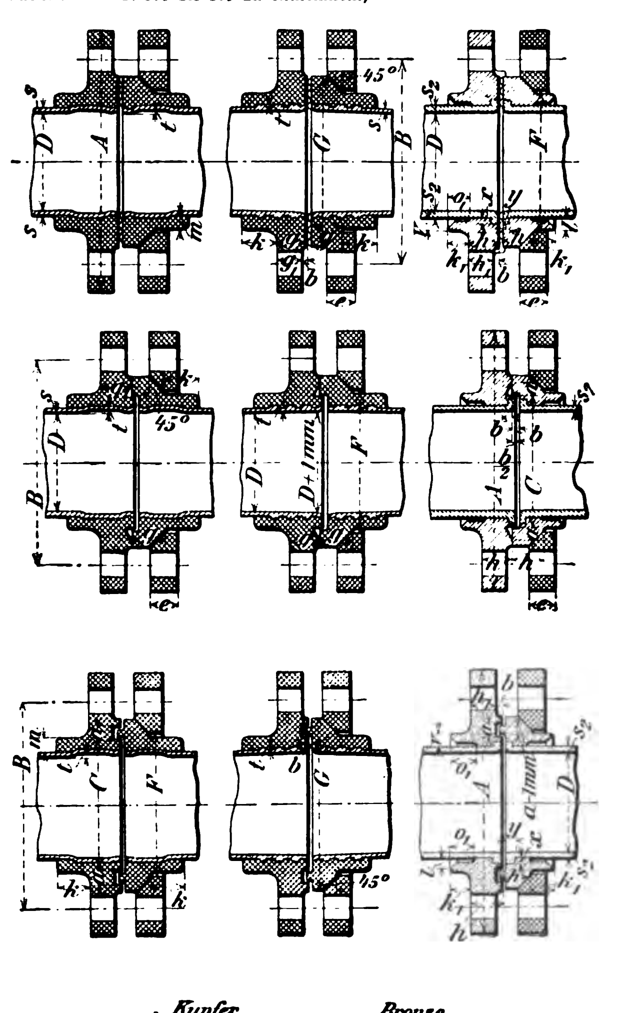
Die Abbildungen zeigen Flanschverbindungen für 70 mm lichten
bei sonst gleichen Flanschverbindungen, wagerecht nebeneinander eine
(Die den eingeschriebenen Buchstaben entsprechenden Maße



von hoher Spannung (bis 20 atm Überdruck).

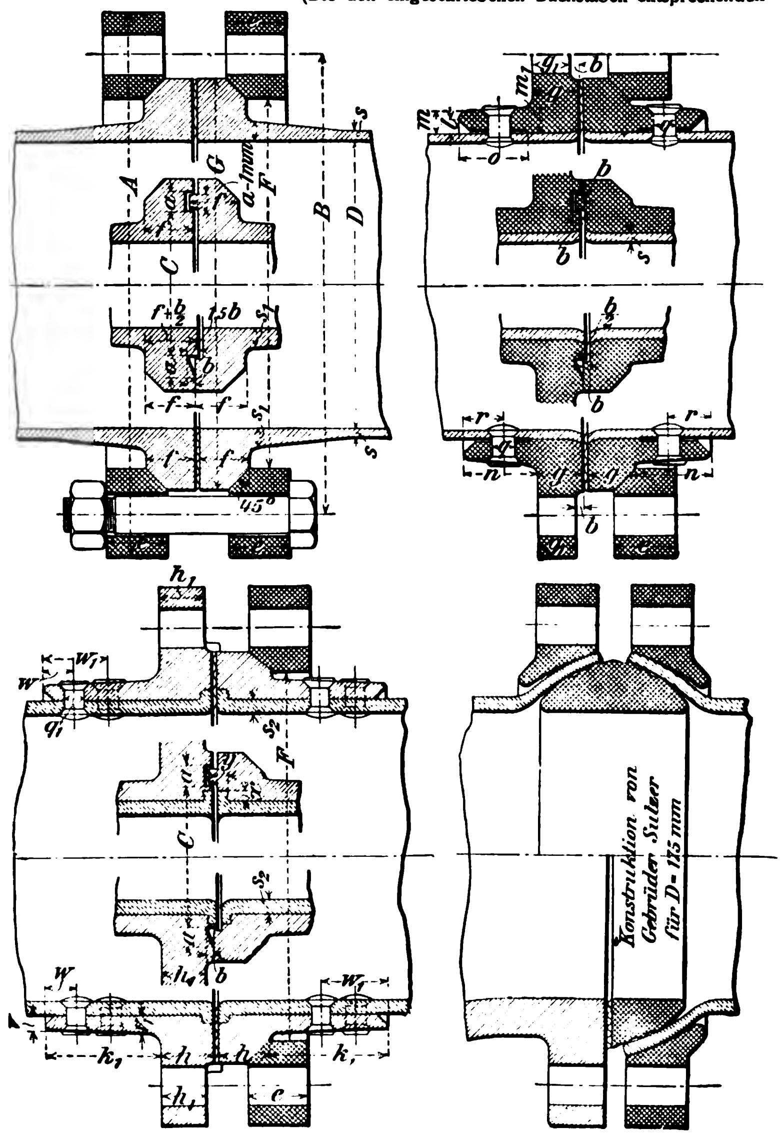
Durchmesser, und zwar senkrecht untereinander verschiedene Dichtungen und dieselbe Dichtung bei verschiedenen Flanschverbindungen.

sind den Tabellen auf S. 376 bis 379 zu entnehmen.)



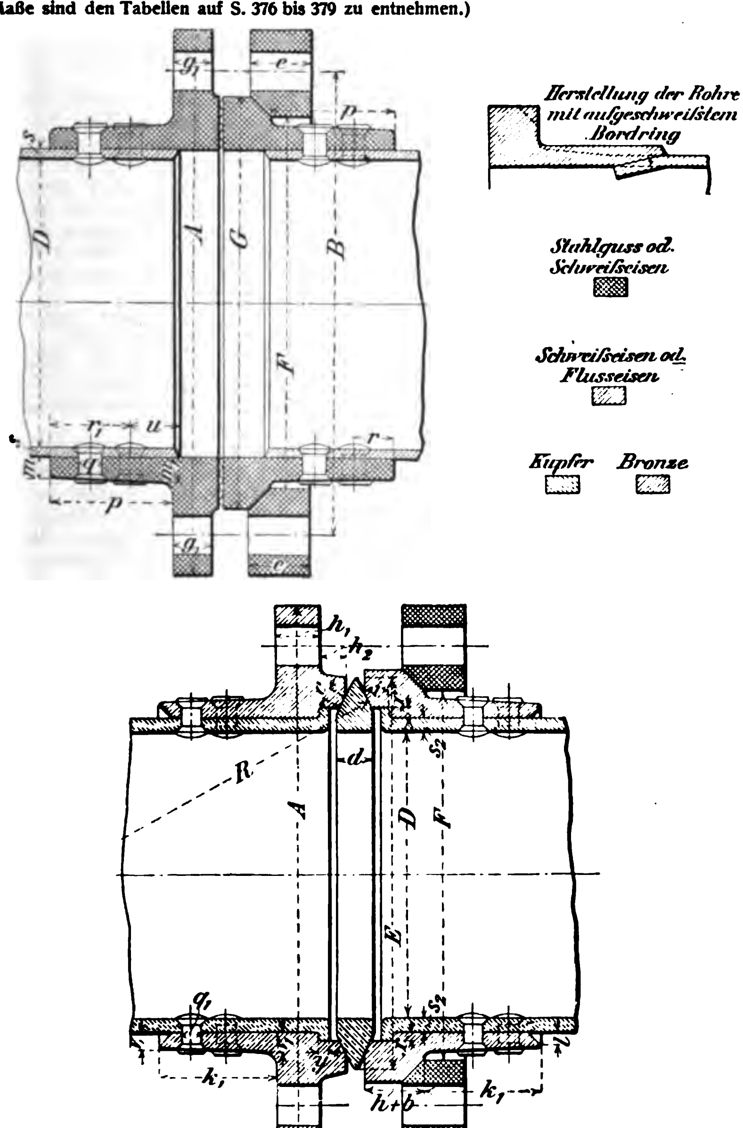
Kupfer Bronze

Die Abbildungen zeigen Flanschverbindungen für 175 mm lichten
Flanschverbindungen bezw. eine und dieselbe
(Die den eingeschriebenen Buchstaben entsprechenden



Durchmesser, und zwar verschiedene Dichtungen bei sonst gleichen Dichtung bei verschiedenen Flanschverbindungen.

Maße sind den Tabellen auf S. 376 bis 379 zu entnehmen.)



C. Ventile.

Die Ventile lassen sich einteilen in Schieber-, Hub- und Klappenventile.

Zu den Schieberventilen gehören Absperrventile und Absperrschieber, Drehschieber und Hähne.

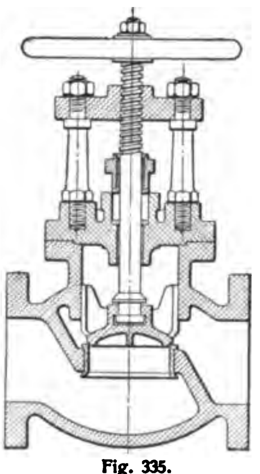


Fig. 335.

Bei den Hubventilen bewegt sich der Ventilkörper senkrecht zu dem festliegenden Ventilsitz; bei den Klappenventilen oder Klappen erfolgt die öffnende Bewegung des Ventiles durch Drehen desselben um eine Achse und Abheben vom Ventilsitz. Die Bewegung der Ventile kann eine teilweise oder vollkommen zwangläufige oder eine selbsttätige sein.

Zur selbsttätigen Bewegung eignen sich nur die Hub- und Klappenventile.

Bei allen Ventilarten ist, um ein Rücktreten der Flüssigkeit zu verhindern, ein vollständig dichtes Abschließen des Ventiles erforderlich.

Damit ein Klemmen und Festsitzen des Ventiles im geöffneten Zustande nicht eintreten kann, ist dasselbe mit einer zuverlässigen Führung zu versehen, deren Gleitflächen zur Vermeidung der Abnutzung und der seitlichen Ablenkung genügend groß sein müssen. Um die Bewegungswiderstände herabzumindern, soll die Flüssigkeit beim Durchströmen durch das Ventil möglichst wenig Richtungs- und Querschnittsänderungen erfahren.

Um Abnutzungen und damit ein Undichtwerden des Ventils infolge der zumeist einseitigen Ablenkung durch den Flüssigkeitsstrom zu verhüten, tritt letzterer bei den von A. L. G. Dehne in Halle a. S. gebauten Wiß-Ventilen durch den Sitz und teilt sich sodann oberhalb desselben in zwei gleich weite gegenüberliegende Ablaufkanäle, die sich im Ausgang wieder vereinigen. Durch diese symmetrische Teilung über dem Sitz wird erreicht, daß die Reaktionsdrücke der durchströmenden Flüssigkeit auf den Ventilkegel gleich groß werden und sich daher vollkommen aufheben, einseitige Abnutzungen auf den Kegel somit vermieden werden. (Z. d. V. d. I., 1905, S. 1036.)

a) Absperrventile.

Fig. 333 zeigt ein gewöhnliches Absperrventil (sog. Bauchventil) für hohen Druck mit schmiedeiserner Brücke und außen liegendem Spindelgewinde nach Ausführung der Firma Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau.

Ventilsitz und Ventilkegel sind aus Rotguß gefertigt; ersterer ist durch Umbörtelung des unteren Randes gegen das Herausdrücken gesichert. Die Spindel trägt einen Konus, der bei ganz geöffnetem Ventil gegen die Stopfbüchse abdichtet, so daß letztere auch während des Betriebes verpackt werden kann. Der zwischen die kräftigen

Spindelbunde eingehängte Ventilkegel hat obere Führung im ausgedrehten Ventilhalse; über 150 mm Lichtweite sind die Kegel oben und unten durch Flügel geführt. Ventile bis einschließlich 100 mm Durchgangsöffnung erhalten Spindeln aus Rotguß.

Die vor dem Versand einem Probedruck von 30 atm ausgesetzten Ventile werden in folgenden Abmessungen geliefert.

Durchgangsöffnung mm	Baulänge mm	Flanschen-Durchmesser mm	Lochkreisdurchmesser mm	Anzahl der Schrauben	Stärke der Schrauben engl. Z.	Durchgangsöffnung mm	Baulänge mm	Flanschendurchmesser mm	Lochkreisdurchmesser mm	Anzahl der Schrauben	Stärke der Schrauben engl. Z.
25	155	110	80	4	1/2	110	350	245	195	6	5/8
30	170	120	90	6	1/2	120	370	260	210	6	5/8
35	180	130	100	6	1/2	125	380	260	210	6	5/8
40	200	140	110	6	1/2	130	390	275	220	6	5/8
45	210	150	115	6	1/2	140	410	285	230	6	3/4
50	220	160	125	6	5/8	150	430	290	240	6	3/4
55	230	170	130	6	5/8	175	480	320	270	8	3/4
60	240	175	135	6	5/8	200	530	350	300	8	3/4
65	250	180	140	6	5/8	225	580	370	320	8	3/4
70	260	185	145	6	5/8	250	630	400	350	10	3/4
80	280	200	160	6	5/8	275	680	425	375	10	3/4
90	300	215	170	6	5/8	300	730	450	400	10	3/4
100	330	230	180	6	5/8						

Bei Eckventilen, die eine Änderung der Rohrrichtung um 90° vermitteln, ist der Abstand des unteren Flansches, sowie der des Seitenflansches von der Ventilmitte gleich der halben Baulänge.

Ein Eckventil von Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover mit innen liegendem Spindelgewinde ist in Fig. 336 abgebildet. Es ist darauf zu achten, daß das Spindelgewinde nicht in den Packungsraum der Stopfbüchse treten kann. Mit Rücksicht auf die Verbindung der Spindel mit dem Ventil durch eine Überwurfmutter und die Verpackung der Stopfbüchse unter Druck muß die Flüssigkeit bei geöffnetem Ventil von *a* nach *b* strömen, d. h. gegen die Unterfläche des Ventiles wirken.

Damit die Stopfbüchse auch bei geöffnetem Ventil verpackt werden kann, bildet genannte Firma den oberen Teil der Überwurfmutter und dementsprechend auch den unteren Teil eines in den Deckelhals eingetriebenen Rotgußfutters kegelförmig aus.

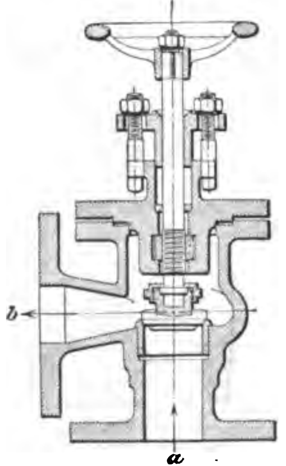


Fig. 336.

Das Fig. 337 ersichtliche Ablaßventil für Dampfkessel von Dreyer, Rosenkranz & Droop wird mit Flansch b an den am Kessel befindlichen Ablaßkrümmer befestigt, so daß der Ablauf bei a nach unten mündet. Die Dichtung des Rotgußkegels c, der sich mitsamt dem angegossenen Führungsstück h bei Drehung der Spindel e hebt, ist scharf, d. h. die Kanten des Ventilsitzes sind fast gar nicht gebrochen, so daß alle Schlamm- und Schmutzteile abgekniffen werden. Sitz und Kegel sind nach Entfernung des Oberteiles t mittels der Klappschrauben k leicht zugänglich. Nach oben dichtet der Kegel c durch einen Weichmetallring o. Eine Stopfbüchse ist vermieden. Durch Drehen des Kegels am Vierkant p wird eine Nachdichtung im Betriebe möglich.

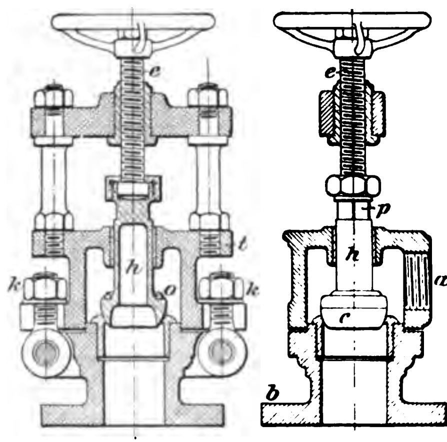
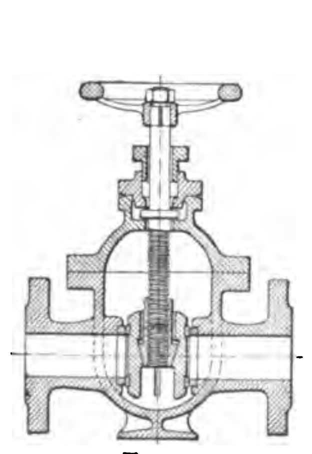
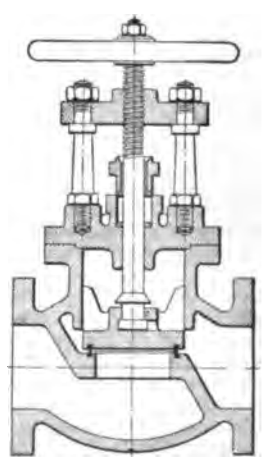


Fig. 337.


Fig. 338 a.


Fig. 338 b.

Ein Absperrventil besonderer Art, das Peet-Ventil, zeigt Fig. 338 a nach Ausführung der vorgenannten Firma.

Die Absperrung erfolgt durch zwei gußeiserne Scheiben mit Rotgußringen, die mittels eines auf der Spindel drehbar angeordneten Kegels auseinander und damit auf entsprechende Rotgußsitze der Durchgangsöffnungen gepreßt werden. Für Dampf- und Wasserleitungen von geringer Lichtweite (bis 50 mm Durchgang) werden die Ventile ganz in Rotguß hergestellt.

Für hohe Dampfspannungen und für überhitzten Dampf ist die bisher für Absperrventile allgemein angewandte Rotgußdichtung nicht besonders geeignet, da dieses Material bei höheren Temperaturen an Festigkeit verliert und die Flächen der Sitze und Kegel, besonders wenn der Dampf Unreinigkeiten mitführt, nach kurzer Zeit beschädigt werden, auch ist wegen der ungleichen Ausdehnung von Eisen und Rotguß eine Lockerung der Rotgußsitze zu befürchten.

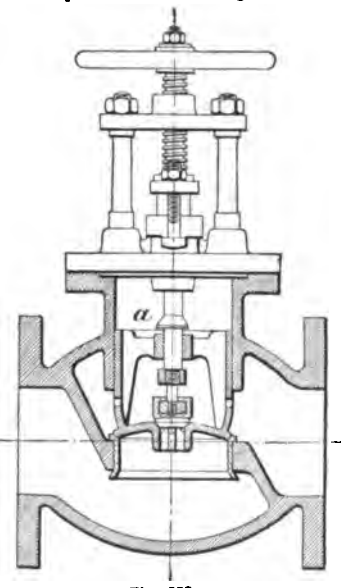


Fig. 339.

Um diesen Übelständen zu begegnen, fertigen Schäffer & Budenberg die starkwandigen Ventile nach Fig. 338 b mit kräftigen Gußeisenkegeln und mit in Sitz und Kegel eingepreßten Dichtungsringen aus einer geeigneten Metallkomposition, die gleiche Ausdehnung wie Gußeisen hat.

Während der gespannte Dampf bei den gewöhnlichen Absperrventilen unter dem Ventilkegel eintritt, muß er bei den Ventilen, Bauart Daelen, stets über dem Kegel eintreten. Zu dem Zwecke ist, wie Fig. 339 ersichtlich, das Ventil mit zwei Rotgußkegeln ausgerüstet, von denen der kleinere, der eine inmitten des losen Hauptkegels befindliche Öffnung verschließt, unmittelbar an der Ventilspindel befestigt ist. Der cylindrische Hauptkegel ist mit so viel Spiel in den Ventilhals eingepaßt, daß der Dampfdruck sich in den Raum *a* oberhalb der Kegel fortpflanzen, also beide Kegel niederdrücken kann. Sobald die Ventilspindel mit dem kleinen Kegel hochgeschraubt wird, kann der in dem Raume *a* befindliche gespannte Dampf entweichen, und es hebt sich nunmehr der Hauptkegel durch den Dampfdruck ohne Belastung der Spindel selbsttätig. Beim Schließen des kleineren Ventiles bringt der in dem Raume *a* verbleibende gespannte Dampf den Hauptkegel selbsttätig auf seinen Sitz zurück.

Das Ventil läßt sich auch bei hohen Dampfdrücken ohne besondere Kraftanwendung öffnen und schließen.

Die Ventile werden bis zu 300 mm Durchgangsöffnung mit Rotgußspindel und von 350 mm an aufwärts mit Eisenspindeln ausgeführt.

Sogenannte Schnellschlußventile (Fig. 340) gestatten aus größeren Entfernungen mittels eines Drahtzuges bei *z* am Hebel *m*

oder aus nächster Nähe mittels des Handgriffes *h* an genanntem Hebel ein schnelles Abschließen der Dampfleitung. Das Ventil hat eine geteilte Spindel. Der mit Gewinde versehene Teil s_1 derselben bewegt sich in der Ventilbrücke *b*, während der mit dem Ventilkegel verbundene Teil s_2 behufs Öffnens des Ventiles durch einen Überwurf *k* mit dem Spindelteile s_1 gekuppelt werden muß. Das Ventil ist so in die Leitung einzuschalten, daß der Dampf über dem Kegel eintritt und diesen beim Anlüften des Hebels *m* auf den Sitz zu drücken bestrebt ist.

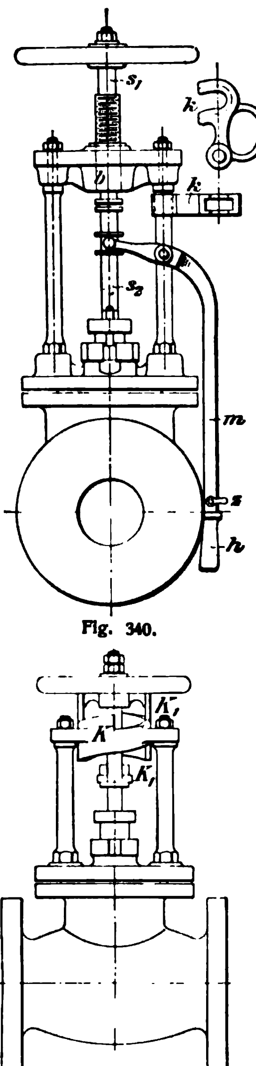


Fig. 340.

Fig. 341.

Bei dem Schnellschlußventil von Dreyer, Rosenkranz & Droop (Fig. 341) hat die Spindel kein Gewinde, und die Ventilbrücke ist oberhalb und unterhalb zu einem Kreiskeilpaar *K* ausgebildet, welches dem Ventilhube entsprechen muß; an dem Stellrade und der Spindel ist je ein Knaggenpaar K_1 unter einem Winkel von 90^0 gegeneinander versetzt angeordnet, und diese bewegen sich auf dem Kreiskeil mit der nötigen Reibung, um in jeder Höhenlage Selbstverstellung zu hindern. Eine halbe Umdrehung öffnet und schließt das Ventil.

Um durch plötzlich eintretende Undichtigkeiten in einer Dampfleitung, z. B. beim Losreißen eines Flansches, Zerspringen eines Rohres u. s. w., eintretende Unglücksfälle zu verhüten, sind Selbstschlußventile anzuordnen, die beim Zerreißen eines Teiles der Dampfleitung die Dampfausströmung verhindern.

Die Wirkung dieser Ventile beruht bei der von Dreyer, Rosenkranz & Droop hergestellten Ausführungsform derselben (Fig. 342) darauf, daß der auf dem Dorn *d* geführte Ventilteller *t*, sobald bei *a* infolge eines Rohrbruches Entlastung eintritt, durch die saugende Wirkung im Rohre *a* und durch die Expansion des Dampfkissens unter *t* an den Sitz gedrückt und hier so lange festgehalten wird, bis die Leitung vom Kessel abgesperrt und der Druck bei *e* entsprechend gefallen ist. Der Teller, dessen Gewicht entsprechend gewählt und der sogar zuweilen angebohrt wird, fällt dann von selbst zurück. Durch Öffnen des Hahnes *p* kann der Vorgang beschleunigt werden; ferner kann man durch den Hahn

sich von der Beweglichkeit des Kegels überzeugen. Auch das Dampfwasser wird hier entfernt [1]).

Fig. 343 zeigt das mit einem gewöhnlichen Absperrventil vereinigte Selbstschlußventil von Schumann & Co. in Leipzig-Plagwitz. Der Ventilteller trägt hier noch einen Rotgußkolben *a*, der in dem gußeisernen Gehäuse *b* dampfdicht eingeschliffen ist. Die Löcher *c* lassen den Dampf oberhalb des Kolbens *a* austreten, wenn sich das Ventil im Falle eines Rohrbruches selbsttätig schließt. Die in dem abgeschlossenen Raume unterhalb des Kolbens entstehende Saugwirkung veranlaßt, daß das Ventil ohne Stoß auf seinen Sitz auftrifft und verhindert den unbeabsichtigten Schluß bei einer aus irgend welchen Gründen in geringem Maße gesteigerten Dampfgeschwindigkeit [2]).

Wechselventile (Dreiwegeventile) finden bei Dampfmaschinen Verwendung; sie gestatten je nach ihrer Stellung das Entweichen des Abdampfes der Maschine in einen Kondensator oder ins Freie.

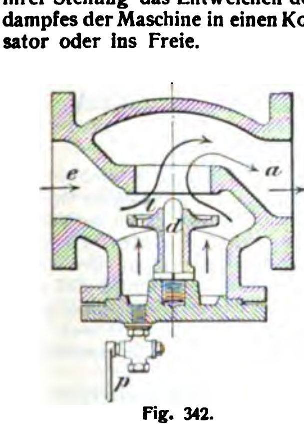


Fig. 342.

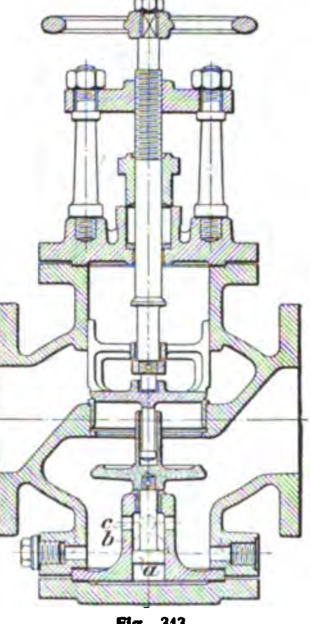


Fig. 343.

Fig. 344 und 345 (S. 390) zeigen Wechselventile von Schäffer & Budenberg mit je einem seitlichen Einlauf- und einem seitlichen und einem unteren Auslaufstutzen; letzterer kann anstatt gerade auch als Krümmerstutzen ausgebildet werden.

Das Ventil (Fig. 344) besitzt einen Doppelkegel aus Rotguß und Sitze aus demselben Material, das in Fig. 345 dargestellte leichtere

---

[1]) Lethuilier & Pinel haben solche Ventile bereits vor Jahren hergestellt (vergl. Z. d. V. d. I. 1894, S. 1432).

[2]) Vergl. auch die Mitteilungen von R. Koch in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1898, S. 644, über das von ihm erfundene „selbsttätige Absperr- und Regelventil".

Modell einen Kegel aus Gußeisen mit Weißmetall-Dichtungsringen, die auf abgedrehte Vorsprünge des gußeisernen Ventilgehäuses zu liegen kommen.

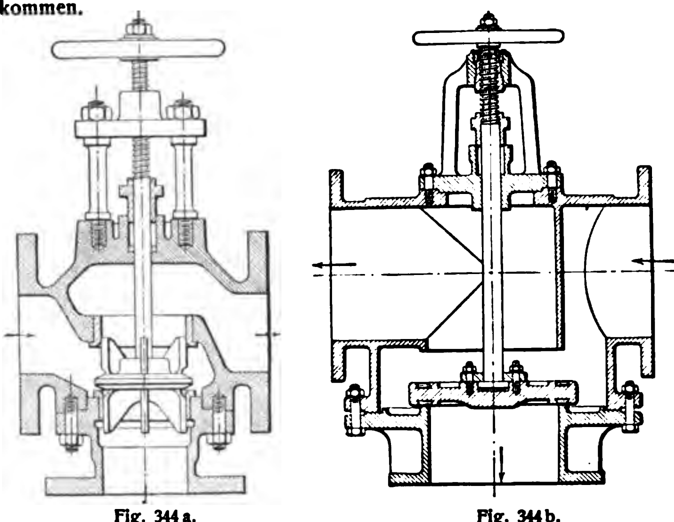


Fig. 344 a. Fig. 344 b.

Je nach der Art und Beschaffenheit der Flüssigkeit wird bei den Absperrventilen statt metallischer Abdichtung auch solche durch Gummi, Leder, Hanf, Holz, Vulkanfiber (Jenkinsdichtung) oder dergl. verwendet.

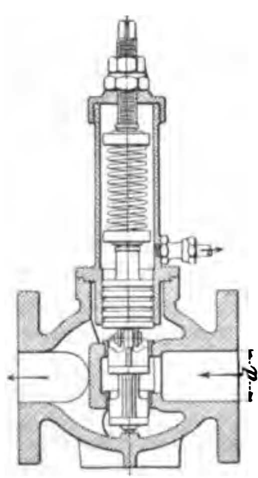


Fig. 345.

Reduzierventile werden in Dampfleitungen eingeschaltet, um an den Orten des Dampfverbrauches den Druck auf einer möglichst konstanten, und zwar niedrigeren Höhe zu halten als im Dampfkessel. Die Druckminderung wird durch Drosselung des Dampfes bewirkt.

Fig. 345 zeigt ein Reduzierventil mit Kolben und Federbelastung von Schäffer & Budenberg. Das entlastete Doppelsitzventil ist mit einem Kolben verbunden, der in einer mit dem Ventilgehäuse verschraubten Führungsbüchse eingeschliffen und durch eine darüberliegende Feder belastet ist, die dem jeweiligen Drucke des durch das Ventil hindurchtretenden Dampfes Gleichgewicht hält. Die Einstellung des Ventils auf einen bestimmten reduzierten Druck geschieht durch Spannung der Feder unter Beobachtung eines am Ventil selbst oder in dessen Nähe an der Niederdruckleitung angebrachten Manometers. Diese Ventile werden für $d = 25$ bis 300 mm ausgeführt.

Um größere Absperrventile gewöhnlicher Bauart auch bei hohen Dampfspannungen leicht öffnen und schließen zu können, sind besondere, vom Hauptventil unabhängige sog. Umlaufventile anzubringen, mittels welcher vor dem Öffnen des Hauptventils Druckausgleich in den über und unter dem Kegel liegenden Räumen hergestellt wird.

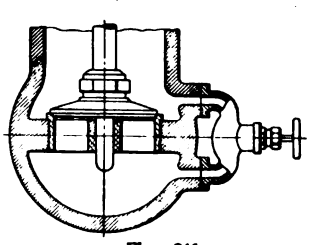


Fig. 346.

Fig. 346 zeigt eine solche Anordnung an einem geraden Durchgangsventil, bei dem die Druckflüssigkeit über dem Kegel eintritt.

b) Absperrschieber.

Die gebräuchliche Konstruktion eines Wasserschiebers mit rundem Querschnitte des zugehörigen Gehäuses zeigt Fig. 347. Baulänge ($l = d + 200$ mm) und Flanschenabmessungen der für Durchgänge bis 800 mm gebauten Schieber entsprechen den vom Verein deutscher Ingenieure und dem deutschen Verein von Gas- und Wasser-Fachmännern aufgestellten Normalien (s. Tabelle auf S. 364 und 365).

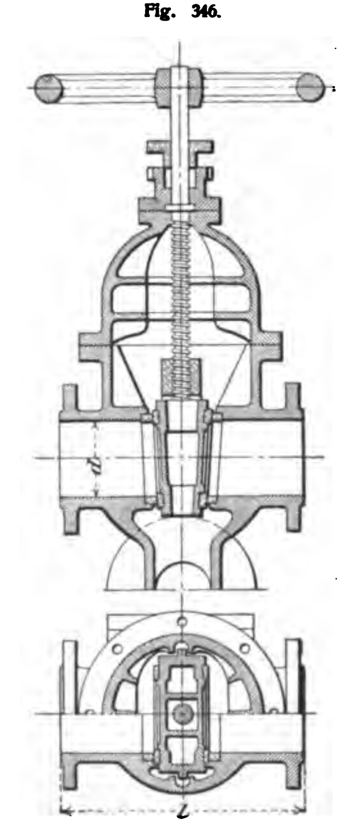


Fig. 347.

Das gußeiserne Gehäuse hat eingepreßte Sitzringe von Rotguß. Der Schieber bildet einen keilförmig abgeschnittenen Cylinder von Gußeisen mit eingenieteten Rotgußringen in den schrägen Stirnseiten. Spindel und zugehörige Mutter sind ebenfalls von Rotguß gefertigt; erstere erhält Linksgewinde, so daß sich der Schieber bei Rechtsdrehung der Spindel schließt. Die Führung des Schiebers erfolgt durch seitliche Lappen, die, mit hinreichendem Spiel, in Nuten des Gehäuses gleiten.

Für höhere Drücke als 50 atm werden die Gehäuse in Stahlguß ausgeführt.

Dampfschieber werden mit innenliegendem Spindelgewinde in ähnlicher Weise wie die Wasserschieber oder mit außenliegendem Spindelgewichte und Säulenaufsatz — aus zwei Säulen und Brücke von Schmiedeeisen bestehend — ausgeführt. Besondere Rücksicht ist hier darauf zu

nehmen, daß wegen der ungleichen Ausdehnung von Eisen und Rotguß kein Lockern der aus dem letztgenannten Material gefertigten Gehäuse- und Keildichtung eintritt. Spindeln und zugehörige Muttern werden in der Regel aus Phosphorbronze hergestellt. Die Dampfschieber haben gegenüber den Dampfventilen den Nachteil sehr langsamen Schließens und Öffnens; auch ist es nicht möglich, die Sitzflächen nachzuschleifen und überhaupt deren Zustand zu beurteilen.

Die Gasschieber haben Stahlspindeln mit innenliegendem Linksgewinde. Die keilförmigen

Fig. 348.

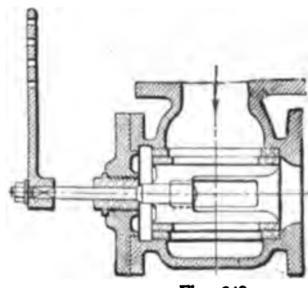


Fig. 349.

Schieber aus Gußeisen gleiten ohne besondere Dichtungsringe auf vorstehenden Leisten des gußeisernen Gehäuses.

Die Hauptabmessungen (Flanschen- bezw. Muffenabmessungen und Baulängen) der Dampfschieber (Normalmodell) für niederen und mittleren Druck — sie werden im Gehäuse mit einem Wasserdruck von 20 atm geprüft — sowie diejenigen der Gasschieber (Normalmodell) entsprechen ebenfalls den vom Verein deutscher Gas- und Wasser-Fachmänner aufgestellten Normalien.

Drehschieber finden, da sie für die Dauer nicht dicht halten, zur zeitweisen Unterbrechung eines Flüssigkeitsstromes keine Verwendung mehr; sie kommen jedoch als Drosselorgane zur Leistungsregelung von Kraftmaschinen (Dampfmaschinen, Turbinen, Gasmaschinen) in Anwendung.

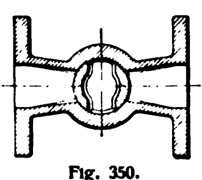


Fig. 350.

Fig. 348 zeigt eine als elliptische Scheibe mit zugeschärften Rändern ausgebildete Drosselklappe, deren Gehäuse in die Dampfleitung eingebaut ist, Fig. 349 ein Drosselventil, dessen — ebenso wie diejenige der Drosselklappe — durch eine Stopfbüchse nach außen abgedichtete Spindel mit dem Regulator in Verbindung steht.

In Fig. 350 ist ein einfacher Hahn dargestellt. Das kegelförmige Metallküken (Neigung der Kegelseite gegen die Achse 1 : 8 bis 1 : 15) wird in das metallene oder gußeiserne Gehäuse eingeschliffen. Die Abdichtung geschieht durch die mittels Anziehung einer Schraubenmutter ausgeübte Achsialkraft. Eine Drehung der Mutter wird dadurch verhindert, daß die Unterlegscheibe auf ein Vierkant des Hahnkükens gesetzt ist. Bei dem Fig. 351 ersichtlichen Hahn erfolgt die Abdichtung selbsttätig durch den Flüssigkeitsdruck.

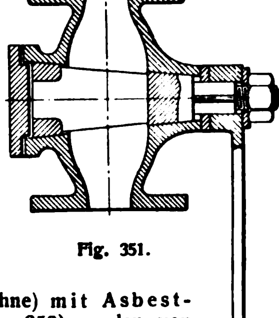


Fig. 351.

Einen Dreiwegehahn läßt Fig. 352 erkennen. Je nach Stellung des Hahnkükens kann die von *c* kommende Flüssigkeit nach *a* oder *b* geleitet oder von beiden Stutzen abgesperrt werden.

Hähne (insbesondere Wasserstandshähne) mit Asbestfutter und cylindrischem Küken (Fig. 353) werden von Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover hergestellt.

Das Wesen solcher Hähne besteht darin, daß das Küken die Metallflächen des Gehäuses nur berührt, ohne zu schleifen, und daß ein über

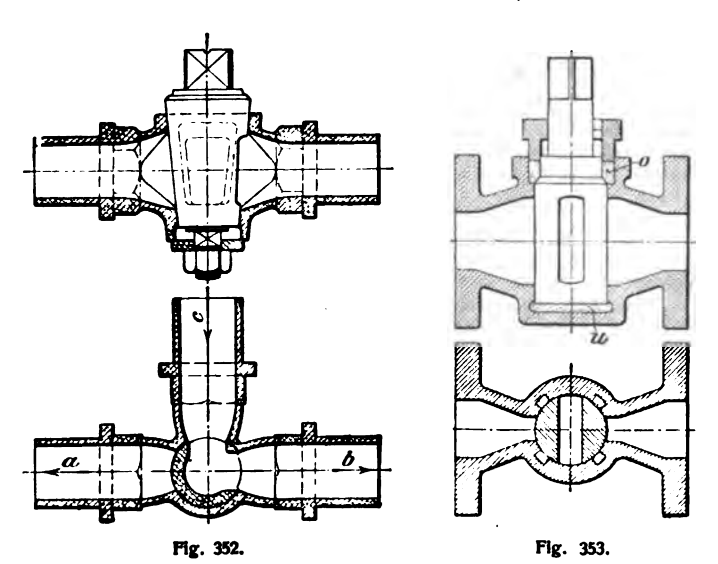


Fig. 352. Fig. 353.

der Hahnbohrung liegender Asbestring *o* und ein ebensolcher unterer Ring *u*, die durch vier Asbeststreifen in schwalbenschwanzförmigen Nuten senkrecht verbunden sind, die Abdichtung bewirken. Die mit

Graphit vermischte Asbestfaser ist derartig festgestampft, daß das Küken sich nur in den Asbeststreifen, gewissermaßen auf etwas elastischen Schleifflächen, bewegt.

Die Nuten sind so versetzt, daß sie stets gedeckt sind und Dampf oder Wasser sie nicht unmittelbar berühren können.

c) Hubventile[1].

Man unterscheidet selbsttätige oder freigängige Hubventile und selbsttätige Hubventile mit gesteuerter Schlußbewegung.

1. Selbsttätige Hubventile.

Ein selbsttätiges Hubventil öffnet sich, wenn der gegen seine untere Fläche wirkende Druck den auf die obere Fläche wirkenden Druck und ferner das Gewicht G' des Ventiles (unter Flüssigkeit) überwindet. Der erstgenannte Druck setzt sich zusammen aus der auf die wirksame untere freiliegende Fläche f_u des Ventiles sich äußernden Flüssigkeitspressung (auf die Flächeneinheit mit p_u bezeichnet) und der Pressung zwischen den Dichtungsflächen; der zweitgenannte Druck ist die Summe der auf der oberen wirksamen Fläche f_o des Ventiles lastenden Flüssigkeitspressung (auf die Flächeneinheit mit p_o bezeichnet) und der Spannung E einer etwa vorhandenen Belastungsfeder.

Demnach muß, wenn p_s den spezifischen Druck zwischen den Dichtungsflächen bezeichnet,

$$f_u p_u + (f_o - f_u) p_s > f_o p_o + E + G'$$

sein.

Die zum Anheben des Ventiles erforderliche Kraft, welche die Masse desselben, die der etwa vorhandenen Feder und die der auf dem Ventil lastenden Flüssigkeitssäule — falls diese nicht schon in entsprechender Bewegung — beschleunigen muß, ergibt sich somit zu

$$f_u p_u - f_o p_o + (f_o - f_u) p_s - E - G', \text{ oder zu}$$

$$f_u (p_u - p_o) - (f_o - f_u)(p_o - p_s) - E - G'.$$

Je größer diese Kraft, desto größer wird die Beschleunigung der Ventilerhebung sein, desto schneller wird somit das Ventil sich öffnen.

Der Wert des vorstehenden Ausdruckes wird um so größer, je größer der Druckunterschied $p_u - p_o$, je kleiner die Dichtungsfäche $f_o - f_u$ (vorausgesetzt, daß $p_o - p_s$ positiv ist) und je geringer die Federspannung und das Ventilgewicht ist.

Das Sinken des Ventiles beginnt, wenn die Geschwindigkeit des durchströmenden Flüssigkeitsstromes Null wird, d. h. bei Pumpen im Augenblicke des Hubwechsels des Kolbens. Da aber das Ventil eine gewisse Zeit braucht, um auf seinen Sitz zu gelangen, wird das Schließen desselben nicht sofort, sondern erst unter dem Druck der rückströmenden Flüssigkeit eintreten, womit ein Verlust an gelieferten Flüssigkeitsmengen, ferner, mit Rücksicht auf die veränderliche Kolbengeschwindigkeit, eine Beschleunigung der Drucksäule verbunden ist, die zu Stößen Veranlassung gibt.

---

[1]) Vergl. K. Hartmann und J. O. Knoke, „Die Pumpen“, 2. Auflage, Berlin 1897, Julius Springer.

Der freie Ventilhub h soll deshalb so klein als möglich gemacht werden, jedoch groß genug, um für den Durchtritt der Flüssigkeit durch das geöffnete Ventil den notwendigen Querschnitt zu bieten.

Die wirksame Ventilbelastung, die das gehobene Ventil gegen den Flüssigkeitsstrom im Gleichgewicht hält, kann nach den von C. v. Bach hierüber angestellten Versuchen gesetzt werden:

Für einsitzige, einfache Hubventile ohne untere Führung

$$P = f_u \frac{v_u^2}{2g} \gamma \left[\lambda + \left(\frac{d_u}{4 \mu h}\right)^2\right]; \quad \ldots \ldots \quad 55$$

für einsitzige, einfache Hubventile mit unterer Führung durch i Rippen von der Breite s, gemessen auf dem Umfange $d_u \pi$ der Ventilsitzöffnng

$$P = f_u \frac{v_u^2}{2g} \gamma \left[\lambda + \left(\frac{f_u}{\mu (\pi d_u - i s) h}\right)^2\right] \quad \ldots \quad 56$$

In den vorstehenden Gleichungen bedeuten noch

v_u die Geschwindigkeit, mit der die Flüssigkeit den Querschnitt f_u der Ventilsitzöffnung (Durchmeser $= d_u$) durchfließt,

γ das spezifische Gewicht der Flüssigkeit,

λ und μ von der Anordnung und Ausführung des Ventiles, sowie von der Umgebung desselben abhängige Erfahrungszahlen (s. S. 396 und 397).

Für den Beginn des Sinkens muß, wenn E' die Spannung einer etwa vorhandenen, das Ventil belastenden Feder bezeichnet,

$$G' + E' > P$$

sein. Die Beschleunigung der fallenden Ventilbewegung beim Beginn derselben beträgt

$$\frac{G' + E' - P}{m};$$

die Ventilmasse ist

$$m = \frac{G}{g}.$$

Hierbei ist G das wirkliche Gewicht des Ventiles, so daß, wenn V das vom Ventil verdrängte Flüssigkeitsvolumen bezeichnet, sich ergibt

$$G = G' + V\gamma.$$

Es ist somit die Beschleunigung am Anfange der Ventilbewegung

$$g \frac{G + E' - P - V\gamma}{G}.$$

Da die Zeit, welche das Ventil braucht, um auf seinen Sitz zu fallen, um so kleiner wird, je größer diese Beschleunigung ist, wird es sich um so rascher schließen, je größer sein Gewicht und die Federspannung und ferner je kleiner sein Volumen ist.

Mit der Größe des Ventilgewichtes wächst aber, insbesondere bei schnelllaufenden Pumpen, der Stoß, den das Ventil beim Aufschlagen auf den Sitz ausübt, ferner erfolgt nach Früherem das Öffnen des Ventiles um so langsamer, je größer sein Gewicht ist.

Gewichtsventile, bei denen die Schwerkraft allein tätig ist, finden deshalb nur bei Pumpen mit langsamem Gange Anwendung. Bei schnellaufenden Pumpen, wie sie in der Neuzeit zumeist gebaut werden, wird der Ventilschluß durch eine Feder bewirkt. Es soll dann das Ventil möglichst leicht sein, da durch die Ventilmasse die Wirkung der Feder beeinträchtigt wird.

Der Ventilwiderstand bestimmt sich aus

$$h_v = \zeta \frac{v_u^2}{2g},$$

wenn ζ eine Widerstandsvorzahl bedeutet; für diese hat C. v. Bach, je nach der Ventilform (s. nachstehend), folgende drei Gleichungen ermittelt:

$$\zeta = \alpha_1 + \beta_1 \left(\frac{d_u}{h}\right)^2, \quad \dots\dots\dots\dots \quad 57$$

$$\zeta = \alpha_1 + \beta_1 \left[\frac{d_u^2}{(\pi\, d_u - i\, s)\, h}\right]^2, \quad \dots\dots \quad 58$$

$$\zeta = \alpha_1 + \beta_1 \left(\frac{d_u}{h}\right) + \gamma_1 \left(\frac{d_u}{h}\right)^2. \quad \dots\dots \quad 59$$

Hierin sind α_1, β_1 und γ_1 Erfahrungszahlen.

Für die in Fig. 354 bis 358 dargestellten fünf Ventilformen gelten, unter der Voraussetzung, daß $\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_0^2) = 1{,}8 \frac{\pi}{4} d_u^2 = 1{,}8 f_u$, d. h. der ringförmige Querschnitt zwischen Ventilteller und Gehäusewandung um 80% größer als die Ventilsitzöffnung ist, die nachstehenden Werte für λ, μ, α_1, β_1 und γ_1

1. Für Tellerventile ohne untere Führung (Fig. 354) bei Hubhöhen $h = 0{,}10\, d_u$ bis $0{,}25\, d_u$ und $b = 0{,}10\, d_u$ bis $0{,}25\, d_u$:

   Gleichung 55 mit
   $$\lambda = 2{,}5 + 19 \frac{b - 0{,}1\, d_u}{d_u} \text{ und } \mu = 0{,}60 \text{ bis } 0{,}62;$$
   Gleichung 57 mit
   $$\alpha_1 = 0{,}55 + 4 \frac{b - 0{,}1\, d_u}{d_u} \text{ und } \beta_1 = 0{,}16 \text{ bis } 0{,}15.$$
   Die ersten Werte von μ und β_1 gelten bei breiter, die zweiten bei schmaler Dichtungsfläche.

2. Für Tellerventile mit unterer Führung (Fig. 355) bei $h = 0{,}125\, d_u$ bis $0{,}25\, d_u$ und $b = 0{,}10\, d_u$ bis $0{,}25\, d_u$:

   Gleichung 56 mit λ und μ um 10% kleiner als bei 1;
   Gleichung 58 mit α_1 um 0,8 bis 1,6 größer als bei 1 und $\beta_1 = 1{,}75$ bis $1{,}70$.

3. Für Kegelventile mit ebener Unterfläche (Fig. 356) bei $h = 0{,}10\, d_u$ bis $0{,}15\, d_u$ und $b = 0{,}1\, d_u$:

   Gleichung 55 mit
   $$\lambda = -1{,}05 \text{ und } \mu = 0{,}89;$$
   Gleichung 59 mit
   $$\alpha_1 = 2{,}60,\ \beta_1 = -0{,}80 \text{ und } \gamma_1 = 0{,}14.$$

4. Für Kegelventile mit kegelförmiger Unterfläche (Fig. 357) bei $h = 0{,}125\, d_u$ bis $0{,}25\, d_u$:

   Gleichung 55 mit
   $$\lambda = 0{,}38 \text{ und } \mu = 0{,}68;$$
   Gleichung 57 mit
   $$\alpha_1 = 0{,}60 \text{ und } \beta_1 = 0{,}15.$$

5. **Für Kegelventile mit kugelförmiger Unterfläche** (Fig. 358) bei $h = 0{,}10\, d_u$ bis $0{,}25\, d_u$:

Gleichung 55 mit

$$\lambda = 0{,}96 \text{ und } \mu = 1{,}15;$$

Gleichung 59 mit

$$\alpha_1 = 2{,}70,\ \beta_1 = -0{,}80 \text{ und } \gamma_1 = 0{,}14.$$

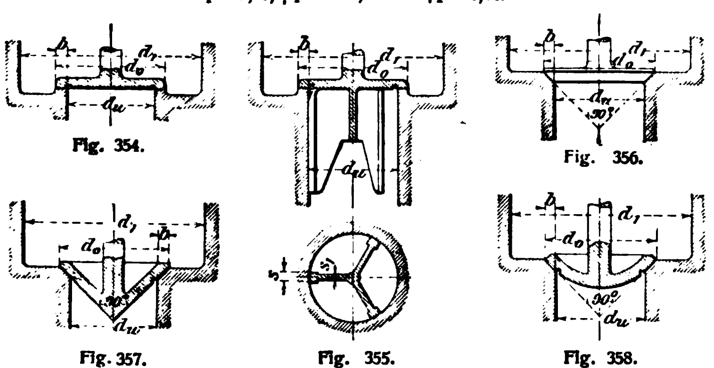


Fig. 354. Fig. 356. Fig. 357. Fig. 355. Fig. 358.

Die vorstehenden Versuchsergebnisse ermöglichen die Berechnung des Ventilgewichtes und des Druckhöhenverlustes, welcher durch ein Ventil von gegebener Größe verursacht wird.

Für die erstgenannte Bestimmung ist bei reinen Gewichtsventilen $G' = P$ zu setzen und letzterer Wert aus den gegebenen Abmessungen durch Gleichung 55 bezw. 56 zu berechnen. Für die Bestimmung des Ventilwiderstandes ist aus denselben Gleichungen, unter Einführung des gegebenen Wertes G' für P, der Ventilhub h zu berechnen und damit aus Gleichung 57 bezw. 58 oder 59 der Wert von ζ; die gesuchte Druckhöhe ist dann

$$\zeta \frac{v_2}{2g}.$$

Die Hubventile können außer mit ebener, kegel- oder kugelförmiger Sitzfläche noch mit einem, zwei oder mehreren Sitzen versehen sein; hiernach unterscheidet man ein-, zwei- und mehrsitzige Teller-, Kegel- und Kugelventile.

Für größere Pumpen kommen mehrfache Ventile und zwar mehrere einsitzige Teller-, Kegel- oder Kugelventile neben- oder übereinander, mehrere einsitzige Ringventile übereinander und mehrere zweisitzige Ringventile neben-, in- und übereinander in Anwendung.

Einfache Ventile.

Fig. 359 und 360 zeigen gebräuchliche Formen von Tellerventilen mit metallischen Dichtungsflächen und oberer bezw. unterer Rippenführung, wie sie z. B. bei Sicherheitsventilen Anwendung finden. Die Rippen werden, um Abnutzungen ihrer Führungsflächen zu vermindern, außen verbreitert. Zuweilen ist der Ventilteller mit einem oben oder unten angegossenen Stift versehen, der in einer am Deckel

des Ventilgehäuses angegossenen bezw. mit dem Ventilsitz aus einem Stück gefertigten Ventilhülse gleitet. Im ersteren Falle ist durch eine seitliche Bohrung in der Hülse ein Entweichen der Flüssigkeit aus dieser beim Heben des Ventiles zu ermöglichen (s. Fig. 361 b). Einen Ventilteller mit unterer Stiftführung zeigt z. B. Fig. 346 (S. 391).

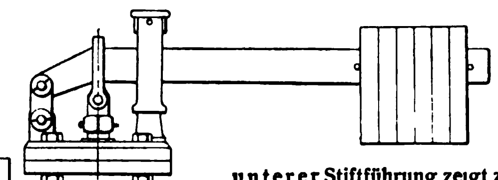


Fig. 359.

Eine auswechselbare, etwas federnde Dichtung, aus besonders erprobter Vulkanmasse bestehend, läßt der Fig. 360 ersichtliche Ventilteller mit oberer Stiftführung erkennen. Statt dieser können auch andere Dichtungsscheiben — je nach der Art der Flüssigkeit — aus Hartgummi, Leder, Vulkanfieber, Hartblei oder aus anderen Metallmischungen (s. Wechselventil, Fig. 344 b) in den Ventilteller eingelegt werden.

Fig. 361 b zeigt ein von C. v. Bach für Hubzahlen bis zu 120 in der Minute in Vorschlag gebrachtes Tellerventil mit Federbelastung. Die Dichtungsfläche wird durch den vorstehenden Ring einer zwischen Metallscheiben geklemmten, leicht auswechselbaren Gummiplatte gebildet. Damit die Kanten der metallischen Sitzfläche nicht schädigend auf den Gummi einwirken, ist die Breite der Dichtungsfläche desselben geringer als die der Sitzfläche.

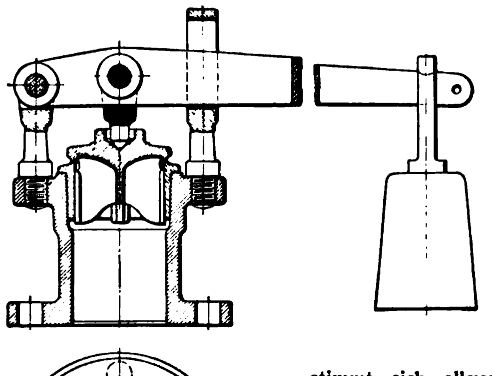


Fig. 360.

Die Hubhöhe h des Ventiles bestimmt sich allgemein, wenn f den freien Durchgangsquerschnitt, u den freien Durchgangsumfang des Ventiles, v und v' die zugehörigen Durchflußgeschwindigkeiten der Flüssigkeit Q, ferner α und α', die die Kontraktion beim Durchfließen der Querschnitte f und $u\,h$ berücksichtigenden Koeffizienten bezeichnen, aus

$$Q = \alpha f v = \alpha' u h v' \quad . \quad . \quad 60$$

Mit $v = v'$, $\alpha \geqq \alpha'$, $u = \pi d_u$ und $f = \frac{\pi}{4} d_u^2$ folgt

$$h \geqq \frac{d_u}{4}.$$

Für ein Ventil mit unterer Führung durch i (in der Regel drei oder vier) Rippen, die außen die Breite s, innen eine solche s_1 haben (s. Fig. 355), ist zur Bestimmung des Ventilhubes h bezw. des Ventildurchmessers d_u

$u = \pi d_u - i s$ und $f \sim \frac{\pi}{4} d_u^2 - i s_1 \frac{d_u}{2}$

in Gl. 60 einzuführen.

Die Höhe des Ventilsitzes kann gesetzt werden

$$h_1 \geqq d_u.$$

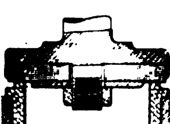
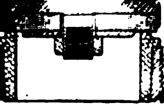



Fig. 361 a.

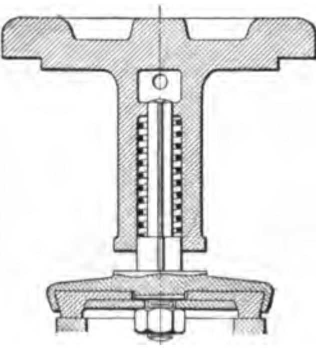


Fig. 361 b.

Die Sitzbreite $b = 0{,}5\,(d_o - d_u)$ ist mit Rücksicht auf genügende Abdichtung zu wählen.

Für aufgeschliffene Metallventile empfiehlt C. v. Bach

$$b = {}^4/_5 \sqrt{d_u}\ (d_u \text{ in mm}), \qquad 61$$

für mit Lederdichtungsflächen versehene Ventile

$$b = {}^5/_4 \sqrt{d_u} \qquad 62$$

zu nehmen.

Nicht spielende Ventile, z. B. Sicherheitsventile für Dampfkessel, Dampffässer, Speiseleitungen u. s. w. mit Feder- oder Gewichtsbelastung (s. Fig. 359 und 360), erhalten je nach ihrer Größe Sitzbreiten von etwa 1,5 bis 2,5 mm.

Die Sitzbreite bestimmt sich ferner mit Rücksicht auf den zulässigen Flächendruck k aus

$$f_o p_o = (f_o - f_u) k;$$

hierin kann k (bei stoßfreiem Gange) gesetzt werden

für Rotguß	bis	150 kg/qcm
„ Phosphorbronze	„	200 „
„ Gußeisen	„	80 „
„ Hartgummi und Leder	„	30 „

Die Weite d_1 (Fig. 354 bis 358) des Ventilgehäuses ergibt sich, wenn dieselbe Durchflußgeschwindigkeit wie im Sitze bestehen soll, aus

$$Q = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_o^2) = \frac{\pi}{4} d_u^2$$

zu

$$d_1 = \sqrt{d_u^2 + d_o^2}.$$

Kegelventile werden fast durchgängig nur mit metallischen Sitzflächen angeordnet. Der Kegelwinkel beträgt in der Regel 45°. Bezüglich der Führung, Hubbegrenzung und Sitzbreite — diese als Horizontalprojektion gemessen — gelten die für Tellerventile gemachten Angaben.

Kugelventile werden als volle Kugel (aus Bronze oder Rotguß) nach Fig. 362 oder nur mit kugelförmiger Sitzfläche ausgeführt. In der Regel bildet ein Bügel, der durch eine Druckschraube auf den Ventilsitz gepreßt wird und diesen damit zugleich festhält, die Führung und Hubbegrenzung des Ventiles.

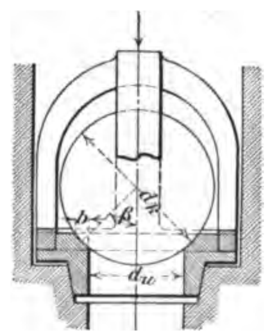


Fig. 362.

Größere Kugeln werden, um sie möglichst leicht zu erhalten, aus Kautschuk mit inneren Blei- oder Eisenkern hergestellt; sie finden insbesondere für unreine Flüssigkeiten, wie Jauche u. dergl., Verwendung.

Um ein Festklemmen der Kugel im Sitz zu vermeiden, ist der Winkel β (s. Fig. 362) kleiner als 45° zu nehmen. Dann ergibt sich

$$d_k \sin\beta = d_u + b;$$

für mittlere Verhältnisse und für $\beta = 45^\circ$ wird hieraus, da die Sitzbreite wie beim Kegelventil zu nehmen ist,

$$d_k = {}^3/_2\, d_u \text{ bis } {}^8/_5\, d_u.$$

Die Hubhöhe h ist wie beim Kegelventil ohne untere Führung zu bestimmen.

Kugelventile, bei denen nur die Sitzfläche als Kugelstück gebildet ist, sind bezüglich Führung, Durchmesser, Sitzbreite und Hubhöhe wie Kegelventile zu gestalten und zu berechnen.

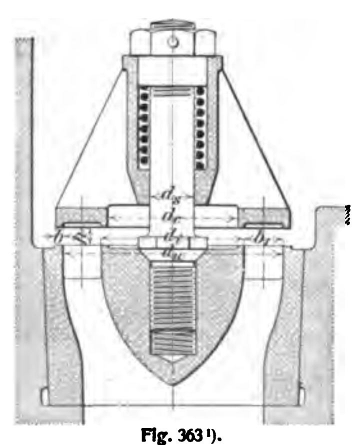


Fig. 363 [1]).

Doppelsitzventile gestatten einen kleineren Hub als einsitzige Ventile. Die beiden Sitzflächen können in einer Ebene oder übereinander liegen. Im ersteren Falle ergeben sich die einfachen Ringventile mit ebener bezw. kegelförmiger Sitzfläche.

Fig. 363 zeigt ein federbelastetes Ringventil mit ebener Sitzfläche. Unter Bezugnahme auf die hier eingeschriebenen Bezeichnungen ergibt sich der Ventilhub h bei gleicher Durchflußgeschwindigkeit der Flüssigkeit durch Sitz und Ventil aus

$$Q = \frac{\pi}{4}(d_u^2 - d_i^2) = \pi(d_u + d_i)h$$

[1]) Haeder, Pumpen.

zu

$$h = \frac{d_u - d_i}{4} = \frac{b_1}{2},$$ d. h. gleich der halben Ringbreite.

In den vorstehenden Gleichungen ist die Verengung in der Ringfläche $\frac{\pi}{4}(d_u^2 - d_i^2)$ durch die beide Sitzflächen miteinander verbindenden Stege, ferner die Kontraktion des Flüssigkeitsstromes nicht berücksichtigt. Die Verengungen können bei reinen Kautschukventilen zu 0,2 bis 0,4, bei Metall- und beschwerten Lederventilen zu ∼ 0,1 der genannten Ringfläche genommen werden, so daß 0,6 bis 0,8 bezw. 0,9 derselben

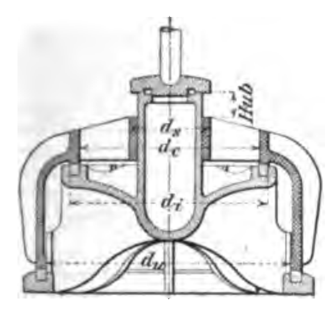


Fig. 364.

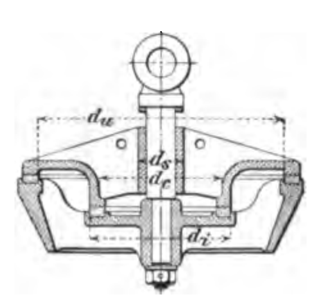


Fig. 365.

als freie Durchgangsfläche des Ventilsitzes in Rechnung zu stellen sein würde. Der Kontraktionskoeffizient kann im Mittel zu 0,9 bezw. 0,8 gesetzt werden.

Damit die durch die innere Mantelfläche $\pi\, d_i\, h$ strömende Flüssigkeit auch durch die innere, durch den Führungsstift verengte Ringfläche $\frac{\pi}{4}(d_c^2 - d_s^2)$ mit gleicher Geschwindigkeit strömen kann, muß ferner (mit Vernachlässigung der Rippen u. s. w.)

$$\pi\, d_i\, h = \frac{\pi}{4}(d_c^2 - d_s^2)$$

sein, woraus sich d_c bestimmen läßt.

Die **Sitzbreite** b ist mit Rücksicht auf das Dichtungsmaterial nach den bei Tellerventilen gemachten Angaben zu wählen.

Doppelsitzventile mit **übereinander liegenden** ebenen oder kegelförmigen Sitzflächen werden als **Hauben-** oder **Glockenventile** bezeichnet.

Fig. 364 und 365 zeigen Doppelsitzventile mit übereinander liegenden **ebenen** Sitzflächen, wie sie bei Pumpen Verwendung finden; hierbei kann die innere Sitzfläche höher als die äußere liegen (Fig. 364) oder umgekehrt (Fig. 365). Zur Abdichtung dienen besondere Ringe aus Metall, Holz oder dergl., die in die Sitze eingelegt sind.

Der **Ventilhub** h folgt, wenn Q die in der Sekunde mit der Geschwindigkeit v durch das Ventil strömende Flüssigkeitsmenge bedeutet, bei Vernachlässigung der Kontraktion derselben, aus

$$\pi (d_u + d_i) h v = Q$$

zu

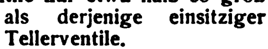
$$h = \frac{Q}{\pi (d_u + d_i) v},$$

während sich für die einsitzigen Tellerventile

$$h = \frac{Q}{\pi d_u v}$$

ergibt.

Häufig wird der Durchmesser d_i nahezu gleich d_u genommen; es ist dann der Hub doppelsitziger Glockenventile nur etwa halb so groß als derjenige einsitziger Tellerventile.



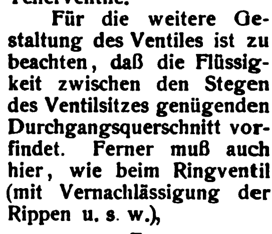


Fig. 366.

Für die weitere Gestaltung des Ventiles ist zu beachten, daß die Flüssigkeit zwischen den Stegen des Ventilsitzes genügenden Durchgangsquerschnitt vorfindet. Ferner muß auch hier, wie beim Ringventil (mit Vernachlässigung der Rippen u. s. w.),

$$\pi d_i h = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - d_s^2)$$

sein.

Doppelsitzventile mit übereinander liegenden, ebenen oder kegelförmigen Sitzflächen von nahezu gleichem Durchmesser sind insbesondere bei Dampfmaschinen mit Ventilsteuerungen anzutreffen (s. d.).

Ein mehrsitziges Ringventil mit ebenen Sitzflächen und mit gesteuerter Schlußbewegung zeigt Fig. 366. Das Ventil hat fünf gegenseitig durch Rippen verbundene koncentrische Ringe, die an einer mit Hubbegrenzung versehenen Spindel centrisch geführt sind.

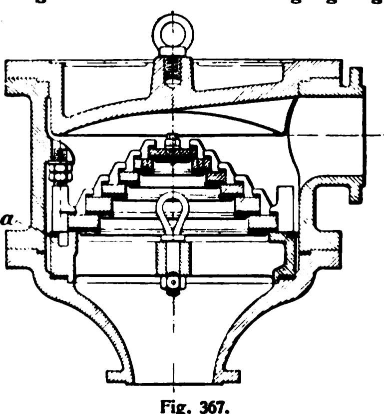


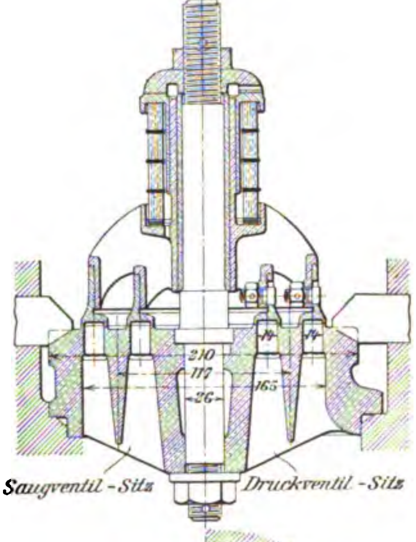
Fig. 367.

Mehrfache Ventile.

Um den bei kleinem Ventilhub sich ergebenden großen Durchflußquerschnitt des Ventiles zu erhalten, ordnet man eine Anzahl kleiner, einsitziger Teller-, Kegel- oder Kugelventile – sog. Gruppenventile – auf einem gemeinsamen Ventilsitze oder auf übereinander liegenden Sitzflächen an.

Besteht ein solches Ventil aus z Einzelventilen, so ist jedes für die Flüssigkeitsmenge $\frac{Q}{z}$ nach den früher aufgestellten Gleichungen zu berechnen.

Fig. 367 zeigt das Hoffmannsche Pyramidenringventil, aus einem auf den Ventilkasten mittels vier Schrauben niedergedrückten Sitz und stufenförmig darüberliegenden, für die Hubbegrenzung mit je vier Haken versehenen Ringen bestehend. Ein Lederring *a* verhindert das Ansammeln von Sand zwischen Sitz und Kasten.



Mehrfache doppelsitzige Ringventile, in gleicher Ebene ineinander liegend, ergeben Ventilformen ähnlich denjenigen der mehrsitzigen einfachen Ringventile (s. Fig. 366), nur daß die Ringe nicht zu einem Ganzen verbunden und an der Ventilspindel geführt sind, sondern unabhängig von einander auf dem Ventilsitz liegen.

Fig. 368 zeigt ein solches, zu der in Fig. 506 (S. 558) dargestellten Differential-Tauchkolbenpumpe der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz gehöriges zweifaches Saug- bezw. Druckventil mit zugehörigen Sitzen. (Der freie Ventilquerschnitt beträgt 103 qcm, die Sitzgeschwindigkeit 1,38 m/sek.) Zur Erzielung eines schnellen Ventilschlusses dienen Rohr-Gummifedern.

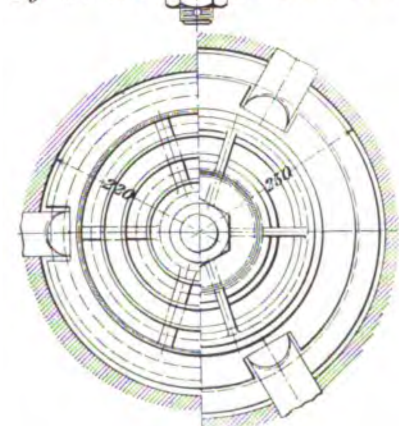


Fig. 368.

In Fig. 369 ist ein mehrfaches Ringventil mit kegelförmigen Sitzflächen dargestellt. Die geneigten Sitzflächen geben zwar eine ungezwungene Wasserdurchführung ab, bedingen aber größeren Ventilhub als bei ebenen Flächen; ferner ist es sehr schwierig, die zusammenhängenden Ringe in den Sitz genau einzupassen und dauernd dicht zu

halten. Ein auf der Ventilspindel verschiebbarer Fänger dient zur Hubbegrenzung. Der Ventilschluß wird durch eine Feder unterstützt.

Ventile dieser Bauart bezw. solche mit ebenen Sitzflächen sind mit bis zu 15 Ringen ausgeführt worden.

Die Berechnung der mehrfachen Ringventile hat in ähnlicher Weise wie diejenige der einfachen Ringventile mit nur zweiseitigem Flüssigkeitsabfluß zu erfolgen.

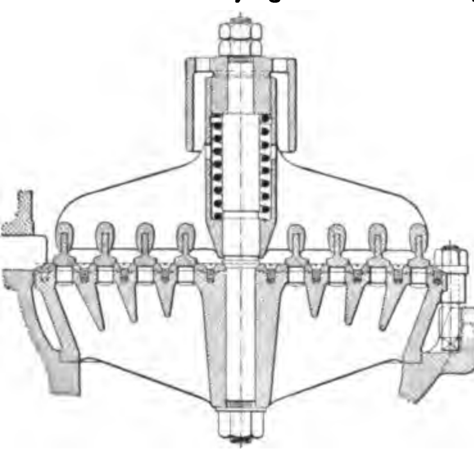


Fig. 369.

Bezeichnen d_1, d_2, d_3 ... die mittleren Durchmesser der einzelnen Ringe, b_1 und h, wie vordem, die Sitzbreite bezw. den Ventilhub, so muß (mit Vernachlässigung der Rippen u. s. w.)

$$\pi b_1 (d_1 + d_2 + d_3 \ldots) = 2\pi (d_1 + d_2 + d_3 \ldots) h,$$

demnach wieder

$$h = \frac{b_1}{2}$$

sein.

Bei dem von O. Fernis angegebenen mehrfachen Ringventil (Fig. 370) ist die Dichtungsfläche von der Tragfläche gesondert und damit eine Entlastung des Dichtungsmaterials (Leder) herbeigeführt. Solche Ventile sind bei der Pumpmaschine des Wasserwerkes der Stadt Hagen i. W. ausgeführt (vergl. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1887, S. 557).

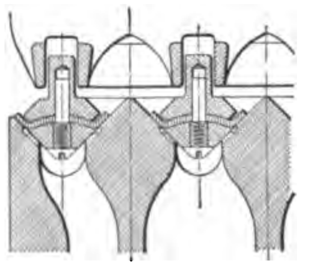


Fig. 370.

Das Fig. 371 ersichtliche, von der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G. (vorm. G. Egestorff) in Linden vor Hannover nach Angaben der Direktion der Berliner Wasserwerke für die Pumpmaschinen des Wasserwerkes Lichtenberg bei Berlin ausgeführte Ringventil weicht von der bisher üblichen Konstruktion ab. Ventil und Sitz sind aus Metall hergestellt.

Damit das durchtretende Wasser möglichst wenig von seiner Richtung abgelenkt wird, ist der Oberteil nach Art der Doppelsitzventile mit übereinander liegenden Sitzflächen geformt. Auf Leichtigkeit dieses Teiles ist größtes Gewicht gelegt.

Die Wandstärken betragen meist nur 5 mm und steigen nur an einzelnen Rippen bis 10 mm an.

Die Sitzflächen sind 2 mm breit. Die Ventilteller sind in zwei voneinander unabhängige Teile mit besonderen mittleren Führungen

und besonderen Federbelastungen zerlegt. Letztere sind durch Ringe von Paragummi mit zwischengelegten Metallscheiben hergestellt und durch Stellringe regelbar. Damit sich die Ventilteller bei jedem Niedergang etwas drehen und dadurch eine gewissermaßen einschleifende

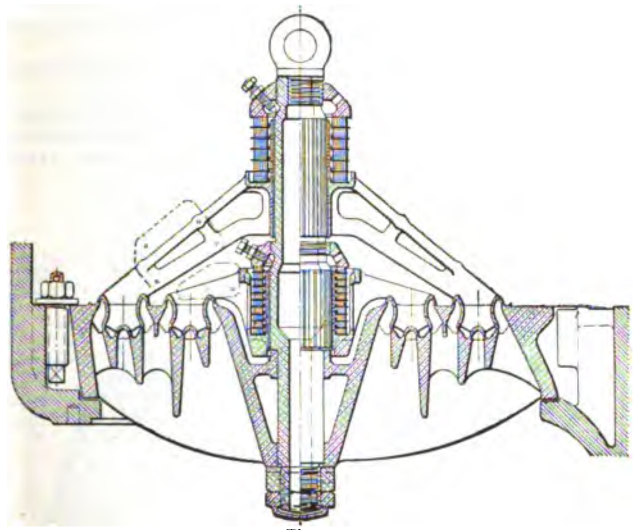


Fig. 371.

Wirkung erzeugen, sind an zwei Armen derselben unter 30° zur Bewegungsrichtung geneigte Messingbleche befestigt (vergl. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1901, S. 37).

Bei den sogenannten Stufenventilen (Etagenventile) liegen die einzelnen Ringe nicht unmittelbar aufeinander, wie bei den Pyramidenringventilen, sondern sie werden von stufenförmigen, aus mehreren Stücken bestehenden Sitzen geführt und getragen.

Die erste Konstruktion eines solchen Ventiles mit Ringen von gleichem Durchmesser rührt von F. Thometzek in Bonn her.

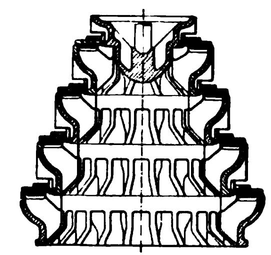


Fig. 372.

Das in Fig. 372 dargestellte Ringstufenventil des Hamburger Wasserwerkes mit Lederdichtung hat Ringe mit nach unten zunehmendem Durchmesser.

Bei den Fig. 373 und 374 ersichtlichen Stufenventilen der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk mit Leder- bezw. Metalldichtung bestehen die Ventilsitze nicht aus mehreren Teilen, sondern aus je einem einzigen kegelförmigen Stücke, an dem die Ringe so angeordnet sind, daß sie sich beim Öffnen und Schließen berühren.

Durch einen gemeinsamen, oben im Sitze geführten Fänger in Verbindung mit einer centralen Rohr-Gummifeder werden die Ringe in der Weise geschlossen, daß der Fänger den obersten Ring niederdrückt und dieser den Schluß auf alle übrigen Ringe, ohne Anwendung von Zwischengliedern, unmittelbar überträgt. Damit die Ringe unabhängig voneinander abdichten, ist zwischen je zwei derselben ein geringer Spielraum (0,5 bis 1 mm) gelassen.

Derartige Stufenventile haben mit bis zu 10 übereinander liegenden Ringen Anwendung gefunden.

Bei der Berechnung dieser Ventile ist für die Durchgangsquerschnitte der einzelnen Ringe festzuhalten, daß unter Berücksichtigung der Verengung der Querschnitte durch die Rippen und etwaiger

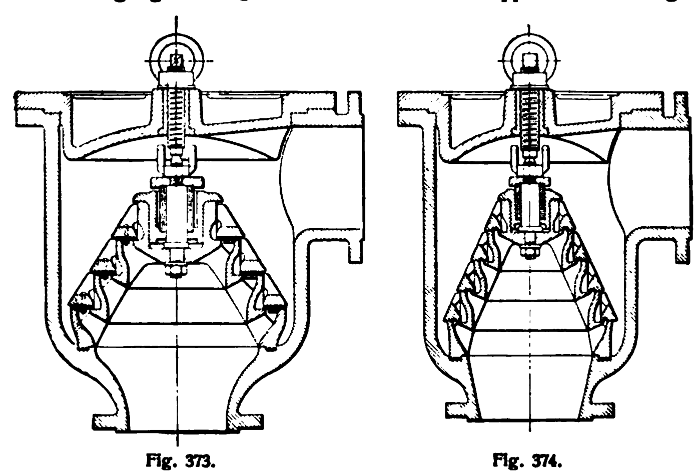


Fig. 373. Fig. 374.

Kontraktionsverluste die Flüssigkeit mit stets gleichbleibender Geschwindigkeit durch das Ventil fließt. Für jeden einzelnen Ring ist die Berechnung in gleicher Weise, wie es für die einfachen zweisitzigen Ringventile angegeben ist, durchzuführen, wobei für die Flüssigkeitsmenge der dem Durchmesser des betreffenden Ringes proportionale Teil des ganzen Volumens Q zu setzen ist.

Die Sitzbreiten können wie bei den Tellerventilen bezw. den einfachen Ringventilen nach Gl. 61 bezw. 62 (S. 399) genommen werden. Zuweilen wird die Sitzbreite der einzelnen Ringe verschieden groß und zwar proportional dem auf den betreffenden Ring fallenden Flüssigkeitsdrucke gemacht.

2. Selbsttätige Hubventile mit gesteuerter Schlußbewegung.

Solche, bei rasch laufenden Pumpen, Wasserhaltungsmaschinen u. s. w. in Anwendung kommende Ventile öffnen sich nach dem Verfahren von A. Riedler selbsttätig und bleiben nahezu während des ganzen Kolben-

hubes offen; kurz vor dem Hubwechsel werden sie mittels einer Steuerung **zwangläufig** bis nahe an den Ventilsitz bewegt und erreichen diesen wieder selbsttätig unter dem Einflusse der Flüssigkeitspressung. Die Schlußbewegung wird hierbei von einer umlaufenden Welle abgeleitet und derart auf das zu schließende Ventil übertragen,

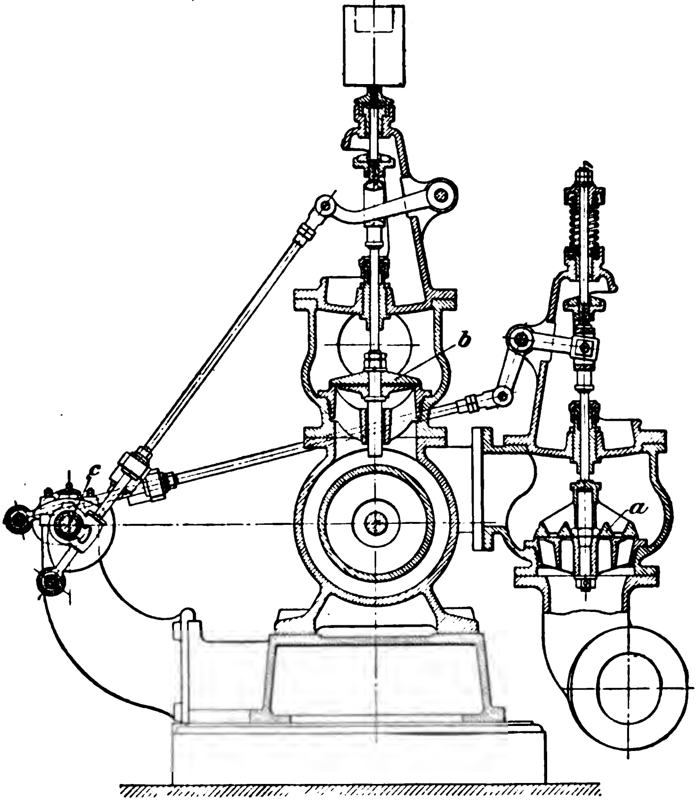


Fig. 375.

daß die Durchgangsgeschwindigkeit durch letzteres bis an das Hubende nahezu gleich bleibt. Die Welle kann entweder unmittelbar in den Ventilkasten geleitet oder die Schlußbewegung außerhalb durch unrunde Scheiben oder dergl. auf die Ventilspindel oder mittelbar durch Hebel, Stangen u. s. w. oder durch drehbare Zwischenwellen auf das Ventil übertragen werden. Die Form der Ventile ist hierbei beliebig, jedoch empfiehlt es sich, einfache Teller- oder Ringventile mit Stiftführung zu verwenden und nur in besonderen Fällen — wenn z. B. die Auflage-

drücke in den Sitzflächen unzulässig groß werden — andere Ventilarten mit Zwangschluß auszuführen.

Fig. 375 zeigt die Riedler-Steuerung an einer doppeltwirkenden Plungerpumpe des Wasserwerkes in Smichow bei Prag für Lieferung von 4 cbm in der Minute auf 60 m Höhe. Die zwangläufige Schlußbewegung der Saug- und Druckventile a bezw. b — erstere sind als zweifache Ringventile, letztere als einfache Tellerventile ausgebildet — erfolgt durch unrunde Scheiben einer Welle c in der auf der Abbildung ersichtlichen Weise.

Zuweilen werden bei doppeltwirkenden Pumpen je zwei Ventile, und zwar ein Saugventil der einen und ein Druckventil der anderen Pumpenseite, gleichzeitig durch einen Daumen gesteuert. (Über andere Ausführungen der Riedler-Steuerung s. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1890, S. 537 u. f., ferner A. Riedler, „Schnellbetrieb", Berlin 1899).

Die gesteuerten Ventile lassen sich selbst für große Lieferungsmengen verhältnismäßig klein ausführen, da der Ventilhub, dem notwendigen Durchgangsquerschnitt entsprechend, groß genommen werden kann. Die Ventilsitzflächen und demzufolge auch die Ventilkasten werden daher bedeutend kleiner als bei Verwendung selbsttätiger Ventile, wie auch ferner durch das vollständig zuverlässige Spiel der Ventile mit Zwangschluß unter sonst gleichen Verhältnissen ein viel rascherer Gang der Pumpe erreicht werden kann.

Über die bei den sog. Expreßpumpen, Bauart Riedler-Stumpf, zur Ausführung kommenden Ventile s. unter „Kolbenpumpen".

3. Klappenventile.

Bei den Klappenventilen (Klappen) mit wagerecht oder geneigt liegenden Sitzflächen ergeben sich im allgemeinen für die das Öffnen und Schließen bewirkenden Kräfte dieselben Bedingungen, wie sie bei Hubventilen ermittelt wurden; nur kommen hier die Momente der Kräfte in bezug auf die Drehachse in Betracht.

Mit Bezugnahme auf Fig. 376 und 377 ergibt sich für die geschlossene Klappe (Fig. 376)

$$f_u\, p_u\, k + (f_o - f_u)\, p_x\, l > f_o\, p_o\, m + E\, n + G'\, o,$$

worin die Größen f_u, p_u, f_o, p_o, p_x, E und G' dieselbe Bedeutung haben, wie sie bei Hubventilen angewendet wurden (s. S. 394), während k, l, m und o die Hebelarme sind, an denen die einzelnen Kräfte auf die Drehachse wirken.

Bei Klappen von kreisförmiger oder rechteckiger Dichtungsfläche wird

$$k = l = m;$$

dagegen wird n durch die Entfernung des Angriffspunktes der Federbelastung und o durch diejenige des Schwerpunktes der Klappe von der Drehachse gegeben sein.

Für das Sinken der geöffneten Klappe (Fig. 377) ist zu setzen

$$G'\, o' + E\, n' > M,$$

wenn M das Moment ist, welches die Flüssigkeit gegenüber der geöffneten Klappe betätigt. Dasselbe setzt sich zusammen aus einem von dem Unterschiede der Flüssigkeitspressungen herrührenden Momente

M_1 und einem solchen M_2, welches dem schiefen Stoß der Flüssigkeit gegen die Klappe entspricht und der Ablenkung des Flüssigkeitsstromes Rechnung trägt.

C. v. Bach setzt für die rechteckige Klappe

$$M_1 = c\,s\,(p_u - p_o)\left(z_2 + \frac{s}{2}\right)$$

und

$$M_2 = x_1 \frac{v_u^2}{2\,g}(1 - \cos\beta)\,z_1\,c\,\gamma\left(e + \frac{z_1}{2}\right).$$

e, s, z_1, z_2 sind die in Fig. 377 eingeschriebenen bezüglichen Entfernungen für die um den Winkel β gedrehte Klappe, v_u ist die Geschwindigkeit, mit der die Flüssigkeit durch die Sitzöffnung in dem Augenblicke strömt, in dem die Klappe zu sinken beginnt, c die Länge der Klappe und x_1 eine Erfahrungszahl, für die nach C. v. Bach als Mittelwert 2 gesetzt werden kann.

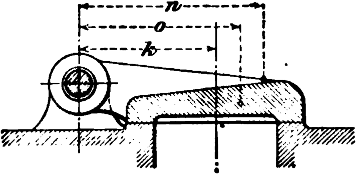


Fig. 376.

Bei Metallklappen ohne Federbelastung wird E gleich Null; es ist dann, um ein rasches Schließen der Klappe zu erhalten, diese so zu formen und zu legen, daß ihr Schwerpunkt im geöffneten Zustande möglichst weit von der Drehachse entfernt liegt, d. h. die Entfernung o' möglichst groß wird. Bei wagerecht liegenden Klappen wird o' um so kleiner, je größer der Ausschlagwinkel β; es empfiehlt sich deshalb, letzteren möglichst klein zu nehmen. Geneigt liegende Klappen haben den Vorteil, daß ihr Gewichtsmoment mit dem Ausschlagwinkel wächst; dieser braucht daher hier nicht besonders klein genommen zu werden.

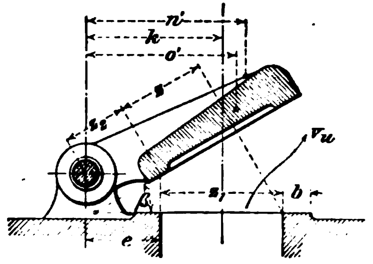


Fig. 377.

Je nach ihrer Form, dem Material und der Anordnung werden die Klappen verschieden ausgeführt.

Für kleinere Durchflußquerschnitte finden einfache Klappen, für größere mehrfache, neben- oder übereinander liegende Klappen Anwendung.

Bezüglich der Sitzbreite b gelten die bei den einfachen Hubventilen gemachten Angaben (Gl. 61 bezw. 62). Für rechteckigen Querschnitt der Sitzöffnung (Breite $= a$ und Länge $= c$) würde

$$b = \frac{4}{5}\sqrt{\frac{a+c}{2}} \text{ bezw.}$$

$$b = \frac{5}{4}\sqrt{\frac{a+c}{2}}$$

zu setzen sein, je nachdem metallische Dichtungsflächen vorhanden oder diese durch Leder oder Gummi hergestellt sind.

Die Führung der Klappe ist durch das Gelenk gegeben; die Hubbegrenzung wird durch besondere Fänger oder dadurch erreicht, daß die Klappe gegen eine Wand des Ventilkastens schlägt.

Fig. 378 und 379 zeigen als Lederklappen ausgebildete Fußventile mit Kasten und anschließendem Korb für die zu Pumpen gehörigen Saugleitungen. Bei der Fig. 379 ersichtlichen Doppelklappe dient das Leder nicht nur zur Verbesserung der Abdichtung und Milderung der Ventilschläge, sondern auch zur Bildung des Gelenkes. In Fig. 378 ist letzteres aus Metall gebildet.

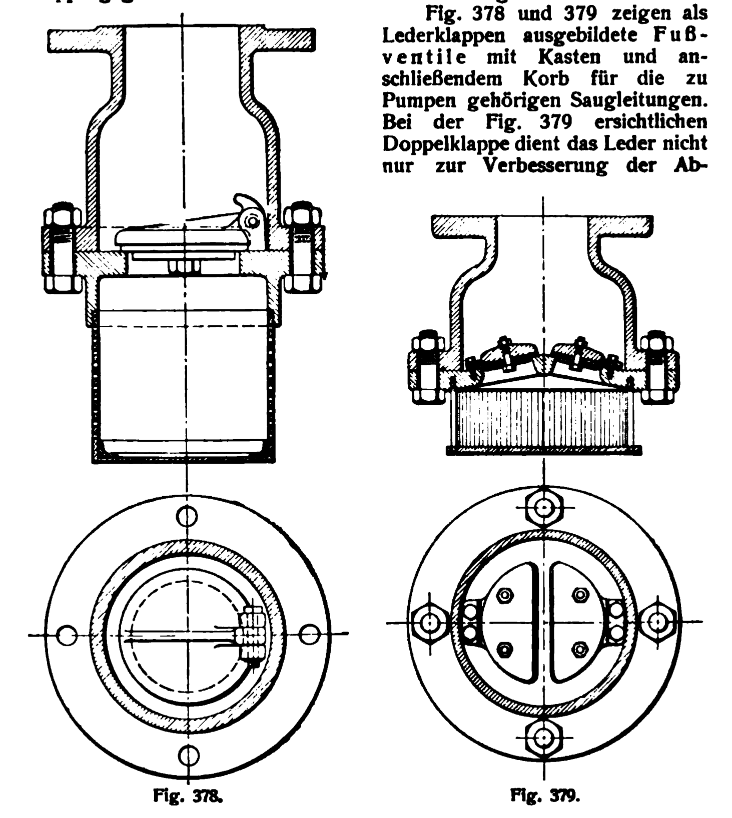


Fig. 378. Fig. 379.

Fig. 380 zeigt eine Pumpenklappe (Sitzöffnung 400 × 140 mm) mit Zwangsschluß, wie sie bei der städtischen Kanalisationsanlage in Liegnitz Verwendung findet. Die Klappe besteht aus entsprechend widerstandsfähigen Platten mit Lederdichtung, die sich nach Lösung von Schrauben jederzeit auswechseln läßt. Zur Führung dient ein aus Gummi mit Einlagen von Segelleinen hergestelltes Band. Bei geöffneter Klappe ist, um ein Flattern derselben zu verhüten, die Gummiplatte

frei von Spannungen. Diese treten erst bei der zwangläufigen Schlußbewegung des Ventiles auf. Die Klappen sollen sich nach A. Riedler trotz des zu fördernden sandhaltigen Schmutzwassers vorzüglich bewährt haben. Die Zwangschlußsteuerung greift mittels eines Hebels am Rücken der Ventilklappe an und drückt diese gegen Ende des Kolbenhubes auf den als besonderes Stück im Ventilkasten befestigten Sitz. Der Drehpunkt des Steuerhebels ist so gewählt, daß während der Schlußbewegung kein Gleiten auf dem Rücken der Klappe stattfindet.

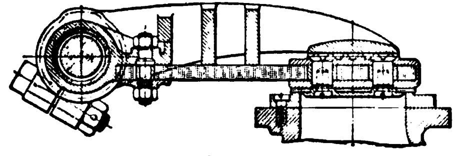


Fig. 380.

Die Größe der Klappenventile hängt zunächst von der Form der Sitzöffnung ab. Diese bestimmt sich unter Zugrundelegung einer gewissen Durchflußgeschwindigkeit der Flüssigkeit mit Berücksichtigung der Verengungen durch Rippen und Befestigungsschrauben, sowie der Kontraktion. Bei Gummiklappen betragen die Verengungen durch die zahlreichen Gitterstäbe etwa 0,3 bis 0,5 der Sitzöffnung. Der Kontraktionskoeffizient kann für kreisförmige Öffnung etwa zu 0,9, für rechteckige zu 0,8 genommen werden.

Der Hub h eines Klappenventiles ist von der Art der Gelenkigkeit und von der Grundrißform der Klappe abhängig.

Für den rechteckigen Kanalquerschnitt von der Breite a und der Länge c beträgt, wenn die Bewegung der Klappe um eine zur Länge parallele Achse erfolgt, wie dies bei Metall- und gewöhnlich auch bei Lederklappen der Fall ist, der Querschnitt, durch den bei geöffneter Klappe (Drehungswinkel $= \beta$) die Flüssigkeit entweichen kann, angenähert

$$c\,h + 2\,\frac{a \cos \beta}{2}\,h = h\,(c + a \cos \beta).$$

Die durch die Klappe in der Sekunde mit der Geschwindigkeit v' strömende Flüssigkeitsmenge Q ergibt sich, wenn noch der Kontraktion derselben Rechnung getragen wird, zu

$$Q = h\,(c + a \cos \beta)\,\alpha'\,v';$$

hierbei ist

$$h = a \sin \beta.$$

Für den Kontraktionskoeffizienten α' kann nach C. v. Bach 0,85 bis 0,9 gesetzt werden. v' ist zweckmäßig gleich der Geschwindigkeit v zu nehmen, mit der die Flüssigkeit durch den freien Kanalquerschnitt $a\,c$ strömt.

Für $a = c$ ergibt sich aus diesen Formeln β nahezu 30°, welcher Wert auch vielfach angenommen wird.

Für den kreisförmigen Kanalquerschnitt und für die Bewegung der Klappe um eine kurze, an der Umfangslinie angeordnete Achse (s. z. B. Fig. 378) kann mit genügender Genauigkeit gesetzt werden

$$Q = \frac{\pi\,d_u}{4}\,(1 + \cos \beta)\,h\,v = \frac{\pi}{4}\,d_u^2\,v.$$

Da auch $h = d_u \sin \beta$, so folgt β nahezu wieder gleich 30°.

Für Gummiklappen, die sich um eine kreisförmige Kante öffnen (s. unter „Ausführungen der Luftpumpe"), ist die Durchgangsfläche der Mantel eines Kegelstumpfes von den Durchmessern d_u und $d_u - 2\,h \sin\beta$ und der Kegelkante h. Es kann somit gesetzt werden

$$Q = \alpha' \pi h (d_u - h \sin\beta) v,$$

wobei angenähert

$$h = \frac{d_u - d_i}{2} \sin\beta,$$

wenn d_i den Durchmesser des inneren cylindrischen Teiles des Klappensitzes bedeutet.

Es wird auch hier meist genügen, $\beta = 30^0$ zu nehmen oder $h = \frac{d_u}{4}$, da d_u ohnehin wegen der bedeutenden Verengung durch den Auflagerost verhältnismäßig groß erhalten wird.

VII. Maschinenteile zum Lastheben[1]).

A. Seile, deren Rollen und Trommeln.

Die zum Lastheben dienenden Seile werden aus Hanf oder aus Draht hergestellt.

a) Hanfseile, deren Rollen und Trommeln.

1. Die Hanfseile haben entweder runden oder flachen Querschnitt.

Bezeichnet

Q die zulässige Belastung (Arbeitslast) des Seiles in kg,
d den Durchmesser des Seiles in cm,
D den Durchmesser der Rolle (oder Trommel), gemessen von Mitte bis Mitte Seil, in cm,
q das Gewicht des Seiles in kg/lfd. m,

so wählt man bei Winden und Flaschenzügen im Mittel für runde, lose geschlagene, leicht biegsame, geteerte Seile im neuen Zustande

$$Q \lesseqgtr 60\,d^2, \text{ wenn } D \geq 7\,d,$$

für runde, fest geschlagene, ungeteerte Seile im neuen Zustande

$$Q \lesseqgtr 80\,d^2, \text{ wenn } D \geq 10\,d.$$

Bei runden Seilen zum Fördern aus Bergwerken wählt man

$$Q = 60\,d^2 \text{ bis } 80\,d^2, \text{ wobei } D \geq 50\,d \text{ bis } 80\,d.$$

Hanfseile werden zum Schutze gegen Feuchtigkeit mit Carbolineum getränkt oder geteert. Durch Teeren verlieren sie, unter gleichzeitiger Gewichtszunahme, an Festigkeit und Biegsamkeit (s. nachstehende Tabelle für Rundseile).

---

[1]) Vergl. C. v. Bach, Die Maschinenelemente, 9. Aufl., Stuttgart 1903, A. Bergsträsser; ferner Ad. Ernst, Die Hebezeuge, 4. Aufl., Berlin 1903, Julius Springer.

Lastseile
von Felten & Guilleaume in Köln (Rhein).
Rundseile.

Seil-durchmesser	Ungeteert				Geteert			
	Bad. Schleißhanf		Russ. Reinhanf		Bad. Schleißhanf		Russ. Reinhanf	
	Gewicht	Arbeitslast	Gewicht	Arbeitslast	Gewicht	Arbeitslast	Gewicht	Arbeitslast
d	q	Q	q	Q	q	Q	q	Q
mm	kg/lfd. m	kg	kg/lfd. m	kg	kg/lfd. m	kg	kg/lfd. m	kg
16	0,21	230	0,20	200	0,23	200	0,22	176
20	0,32	350	0,31	314	0,36	314	0,35	275
23	0,37	470	0,36	416	0,43	416	0,42	363
26	0,53	600	0,51	531	0,58	531	0,56	464
29	0,64	740	0,62	660	0,70	660	0,70	578
33	0,80	960	0,78	855	0,90	855	0,87	748
36	0,96	1145	0,93	1017	1,07	1017	1,04	890
39	1,06	1340	1,03	1194	1,18	1194	1,15	1044
46	1,55	1870	1,50	1661	1,73	1661	1,68	1453
52	2,03	2390	1,97	2122	2,24	2122	2,18	1857

Bemerkung. Nach Fabrikangaben entspricht die Arbeitslast Q einem Achtel der Bruchbelastung.

Geteerte Kabelseile.
aus badischem Schleißhanf.

Seildurchmesser d mm	Gewicht q kg/lfd. m	Arbeitslast Q kg	Seildurchmesser d mm	Gewicht q kg/lfd. m	Arbeitslast Q kg
59	2,67	4550	85	5,60	9450
65	3,70	5530	92	6,40	11 070
72	4,00	6780	98	7,46	12 575
78	4,80	7960	105	8,53	14 420

Bemerkung. Nach Fabrikangaben entspricht die Arbeitslast Q einem Achtel der Bruchbelastung.

Geteerte Flachseile
aus badischem Schleißhanf.

Breite b mm	Dicke s mm	Gewicht q kg/lfd. m	Bruchbelastung kg	Breite b mm	Dicke s mm	Gewicht q kg/lfd. m	Bruchbelastung kg
92	23	2,35	14 812	157	36	6,24	39 564
105	26	3,04	19 110	183	36	7,20	46 116
118	26	3,36	21 476	183	39	7,84	49 959
130	29	4,26	26 390	200	44	9,25	61 600
130	33	4,80	30 030	250	46	12,10	80 500
144	33	5,28	33 264	310	47	15,00	101 600
157	33	5,60	36 267				

Über das von der Seilsteifigkeit und von der Zapfenreibung abhängige Verhältnis der Spannungen im ab- und auflaufenden (ziehenden und gezogenen) Seilstück s. unter „Lasthebemaschinen“.

2. Die Rollen für Hanfseile werden aus Gußeisen gefertigt; ihre Umfangsrillen sind dem Durchmesser des Seiles entsprechend halbkreisförmig ausgedreht, so daß sich letzteres ohne Klemmung einlegt. Über das kleinste Verhältnis des Rollendurchmessers D zum Seildurchmesser d s. S. 412.

Gewöhnlich keilt man die Rollen auf ihre frei drehbar gelagerten Achsen.

Lose Rollen erhalten eine Nabenlänge unter Zugrundelegung eines Flächendruckes von

$k = 50$ bis 70 kg/qcm für Bronze auf ungehärteten Flußstahl,
$k = 40$ „ 60 „ „ „ „ Flußeisen,
$k = 25$ „ 35 „ „ Gußeisen auf Flußeisen oder Flußstahl.

Bei Handbetrieb und seltener Vollbelastung (wie es z. B. bei Hebemaschinen meistens der Fall ist) können die vorstehenden Werte bis auf das Doppelte erhöht werden.

Die gußeisernen Trommeln für Hanfseile erhalten zumeist cylindrische, seltener eine konische Gestalt mit glattem Umfange und in der Regel hohe Seitenflanschen. Die Mantelstärke soll mit Rücksicht auf Herstellung mindestens 1,0 bis 1,2 cm betragen, sofern nicht die auftretende Biegungs- und Drehungsbeanspruchung stärkere Abmessungen erfordert.

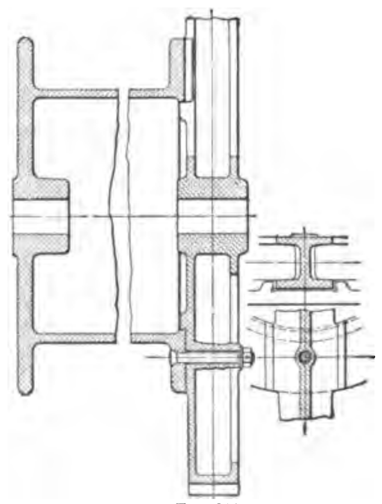


Fig. 381.

Fig. 381 zeigt eine Seiltrommel, deren rechte Stirnwand, um die Trommelwelle nicht auf Drehung zu beanspruchen, mit einem Triebrade der letzteren unmittelbar verschraubt ist. Häufiger sind beide Stirnflächen der Trommel mit Naben zur Befestigung auf der Welle versehen.

Die Trommellänge ist durch die aufzuwickelnde Seillänge und durch die Seilstärke bestimmt; durch mehrfache Übereinanderwicklung des Seiles läßt sie sich erheblich beschränken.

Die Befestigung des Seiles an der Trommel geschieht durch Einschlingen in einen Bügel, der entweder angeschraubt oder angegossen ist.

b) Drahtseile, deren Rollen und Trommeln.

1. Die zum Heben von Lasten dienenden Drahtseile haben entweder runden oder flachen Querschnitt.

Die runden Drahtseile finden ihres sanften, völlig stoßfreien und geräuschlosen Ganges wegen insbesondere bei schnell arbeitenden Hebemaschinen als Ersatz für Ketten, ferner für bergmännische Förderungszwecke Verwendung.

Bezeichnet

S die Zugbelastung der geraden Seilstrecke in kg,
δ die Drahtdicke in cm,
i die Drahtzahl,
D den Rollen- oder Trommeldurchmesser in cm,

so setzt sich die Gesamtspannung k_s (in kg/qcm) zusammen aus der Normalspannung σ_z und der Biegungsspannung σ_b (vergl. S. 175).

Es gilt daher

$$\frac{S}{i \frac{\pi}{4} \delta^2} + \left(\frac{3}{8} E\right) \frac{\delta}{D} \leqq k_s \text{ und mit } E = 2\,150\,000 \text{ kg/qcm}$$

(für Stahldraht)

$$\frac{S}{i \frac{\pi}{4} \delta^2} + 800\,000 \frac{\delta}{D} \leqq k_s.$$

Unter Voraussetzung einer zweckmäßigen Seilkonstruktion und eines vorzüglichen, zähen Materials kann gesetzt werden:

für Seile aus Eisendraht und Bessemerstahldraht $k_s \leqq 1500$ kg/qcm,
„ „ „ Tiegelstahldraht bei Menschenförderung $k_s \leqq 2000$ „
„ „ „ „ ohne „ $k_s \leqq 3000$ „

Wenn möglich, bleibt man mit der zulässigen Gesamtspannung unter diesen Werten, zumal wenn es sich nicht vermeiden läßt, daß das Seil abwechselnd nach der einen und der anderen Seite aufgewickelt und gebogen wird. Auch ist für die Wahl der zulässigen Gesamtspannung zu berücksichtigen, daß für S meistens nur die statisch wirkende Zugbelastung des Seiles gesetzt, also deren Erhöhung beim Anheben (zur Massenbeschleunigung) vernachlässigt wird.

Zum Schutze gegen Rosten bezw. gegen Einwirkung saurer Grubenwässer werden die Seile verzinkt (verbleit) und im Betriebe mit Leinöl getränkt, das außerdem die Reibung der Drähte aneinander vermindert.

Die auf S. 416 bis 419 befindlichen Zusammenstellungen geben gangbare Abmessungen und Gewichte u. s. w. von Drahtseilen aus Patent-Gußstahldrähten von Felten & Guilleaume in Mühlheim (Rhein). Die angegebenen Bruchbelastungen der Seile sind die Summen der Bruchbelastungen der einzelnen Drähte im Seil.

Zugversuche mit ganzen Seilen ergaben bis zu 10% kleinere Werte als jene.

Aus diesen Tabellen ist zu entnehmen, daß die Biegsamkeit der Drahtseile viel mehr von der Drahtdicke δ als vom Durchmesser d des Seiles abhängig ist. Für stark benutzte Seile sind die Trommeldurchmesser D wesentlich größer anzunehmen, als aus den Tabellen hervorgeht. Es ist stets zu beachten, daß mit einer Verkleinerung von D, unter sonst gleichen Verhältnissen, der Verschleiß wächst und die zulässige Belastung abnimmt, daß ferner die Wahl besonders feiner Drähte zur Beschränkung von D auch nur auf Kosten der Lebensdauer

Verzinkte Drahtseile zu Flaschenzügen.

Dicke der Drähte im Seile δ	Drahtzahl 72			Drahtzahl 96			Drahtzahl 120			Drahtzahl 144			Kleinster Trommel- und Rollendurchmesser D
	Durchmesser des Seiles d	Ungef. Gewicht des Seiles q	Bruchbelastung	Durchmesser des Seiles d[1]	Ungef. Gewicht des Seiles q	Bruchbelastung	Durchmesser des Seiles d[1]	Ungef. Gewicht des Seiles q	Bruchbelastung	Durchmesser des Seiles d	Ungef. Gewicht des Seiles q	Bruchbelastung	
mm	mm	kg/lfd. m	kg	mm	kg/lfd. m	kg	mm	kg/lfd. m	kg	mm	kg/lfd. m	kg	mm
0,5	8	0,15	1 720	9,5	0,2	2 300	8,5	0,225	2 880	10	0,26	3 450	200
0,6	9,5	0,2	2 450	11,5	0,25	3 250	10	0,3	4 080	11,5	0,38	4 900	240
0,7	11	0,26	3 310	13	0,35	4 400	12	0,43	5 500	13	0,53	6 620	280
0,8	12,5	0,38	4 300	15	0,45	5 760	13,5	0,55	7 200	15	0,7	8 600	350
0,9	14	0,48	5 500	17	0,6	7 400	15	0,7	9 240	17	0,9	11 000	400
1,0	16	0,55	6 800	19	0,75	9 100	17	0,9	11 400	19	1,1	13 600	450
1,1	17,5	0,7	8 200	21	0,9	10 900	19	1,05	13 680	21	1,3	16 400	500
1,2	19	0,8	9 750	23	1,05	13 000	20	1,3	16 300	22,5	1,55	19 500	550
1,3	20	0,95	11 500	25	1,3	15 300	22	1,5	19 200	24	1,8	23 000	600
1,4	22	1,1	13 300	27	1,6	18 000	24	1,75	22 200	26	2,1	26 600	650

[1]) Der Unterschied in den Durchmessern der 96- und 120drähtigen Seile liegt darin, daß die Hanfseelen in den Litzen der letzteren dünner sind als diejenigen in den Litzen der ersteren.

Verzinkte Drahtseile zu Flaschenzügen. (Fortsetzung.)

Dicke der Drähte im Seile δ mm	Drahtzahl 160			Drahtzahl 180			Drahtzahl 192			Drahtzahl 240			Kleinster Trommel- und Rollen-durchmesser D mm
	Durchmesser des Seiles d mm	Ungef. Gewicht des Seiles q kg/lfd. m	Bruchbelastung kg	Durchmesser des Seiles d mm	Ungef. Gewicht des Seiles q kg/lfd. m	Bruchbelastung kg	Durchmesser des Seiles d mm	Ungef. Gewicht des Seiles q kg/lfd. m	Bruchbelastung kg	Durchmesser des Seiles d mm	Ungef. Gewicht des Seiles q kg/lfd. m	Bruchbelastung kg	
0,5	11	0,3	3 840	11	0,34	4 300	12	0,35	4 600	13,5	0,45	5 700	200
0,6	13	0,43	5 440	13	0,48	6 100	14	0,5	6 500	16	0,63	8 160	240
0,7	15	0,6	7 400	15,5	0,65	8 200	16,5	0,68	8 800	19	0,88	11 000	280
0,8	17	0,77	9 000	18	0,87	10 800	19	0,88	11 500	22	1,15	14 400	350
0,9	19	0,98	12 300	20	1,1	13 800	21	1,13	14 800	25	1,5	18 500	400
1,0	21	1,2	15 200	22	1,35	17 100	23,5	1,38	18 200	27,5	1,8	22 800	450
1,1	23	1,46	18 240	24	1,65	20 500	26	1,7	21 800	30	2,15	27 360	500
1,2	25	1,72	21 700	26	1,9	24 500	28,5	2,0	26 100	33	2,55	32 600	550
1,3	27	2,0	25 500	28	2,25	28 800	31	2,3	30 700	35	3,0	38 400	600
1,4	29	2,3	29 600	31	2,6	33 300	34	2,7	35 500	38	3,5	44 400	650

Aufzug-

Für größere Trommeldurchmesser

Durchmesser der Windentrommel D mm	Durchmesser des Seiles d mm	Zahl i der Drähte im Seile Stück	Dicke δ der Drähte im Seile mm	Ungefähres Gewicht des Seiles q kg/lfd. m	Bruchbelastung des Seiles unverzinkt kg	Bruchbelastung des Seiles verzinkt kg
400	9	42	1,0	0,32	3 990	3 610
	10	49	1,0	0,37	4 655	4 210
	12	72	1,0	0,54	6 840	6 190
	13	84	1,0	0,63	7 980	7 220
	15	96	1,0	0,72	9 120	8 250
	16	114	1,0	0,86	10 830	9 800
440	10	42	1,1	0,38	4 790	4 320
	11	49	1,1	0,44	5 590	5 040
	13	72	1,1	0,65	8 210	7 410
	14	84	1,1	0,76	9 580	8 650
	16	96	1,1	0,87	10 940	9 880
	17	114	1,1	1,03	13 000	11 740
480	11	42	1,2	0,45	5 710	5 250
	13	49	1,2	0,53	6 660	6 120
	15	72	1,2	0,78	9 790	9 000
	16	84	1,2	0,91	11 420	10 500
	18	96	1,2	1,04	13 050	12 000
	19	114	1,2	1,13	15 500	14 250
520	12	42	1,3	0,52	6 720	5 710
	14	49	1,3	0,62	7 840	6 660
	16	72	1,3	0,91	11 520	9 790
	17	84	1,3	1,07	13 440	11 420
	19	96	1,3	1,22	15 360	13 050
	20	114	1,3	1,45	18 240	15 500
560	13	42	1,4	0,62	7 770	6 720
	15	49	1,4	0,72	9 060	7 840
	17	72	1,4	1,06	13 320	11 520
	19	84	1,4	1,23	15 540	13 440
	21	96	1,4	1,41	17 760	15 360
	22	114	1,4	1,68	21 090	18 240
600	14	42	1,5	0,71	8 900	7 770
	16	49	1,5	0,83	10 390	9 060
	19	72	1,5	1,22	15 260	13 320
	20	84	1,5	1,42	17 810	15 540
	22	96	1,5	1,62	20 350	17 760
	23	114	1,5	1,92	24 170	21 090
640	15	42	1,6	0,81	10 120	8 900
	17	49	1,6	0,94	11 810	10 390
	20	72	1,6	1,38	17 350	15 260
	21	84	1,6	1,61	20 245	17 810
	23	96	1,6	1,84	23 140	20 350
	25	114	1,6	2,19	27 470	24 170

seile.

Für kleinere Trommeldurchmesser

Durchmesser der Windentrommel D mm	Durchmesser des Seiles d mm	Zahl i der Drähte im Seile Stück	Dicke δ der Drähte im Seile mm	Ungefähres Gewicht des Seiles q kg/lfd. m	Bruchbelastung des Seiles unverzinkt kg	Bruchbelastung des Seiles verzinkt kg
200	9	96	0,5	0,18	2 300	1 830
	10	120	0,5	0,23	2 880	2 290
	11	144	0,5	0,27	3 460	2 750
	12	168	0,5	0,32	4 030	3 200
	13	210	0,5	0,39	5 040	4 000
	14	252	0,5	0,48	6 050	4 800
240	10	96	0,6	0,25	3 260	2 780
	12	120	0,6	0,32	4 080	3 480
	13	144	0,6	0,39	4 900	4 170
	14,5	168	0,6	0,45	5 710	4 870
	16	210	0,6	0,58	7 140	6 090
	17,5	252	0,6	0,68	8 570	7 300
280	13	96	0,7	0,34	4 410	3 840
	15	120	0,7	0,44	5 520	4 800
	16	144	0,7	0,53	6 620	5 700
	17	168	0,7	0,62	7 730	6 700
	18	210	0,7	0,77	9 660	8 400
	20	252	0,7	0,93	11 590	10 080
320	14	96	0,8	0,44	5 760	5 080
	16	120	0,8	0,58	7 200	6 300
	17,5	144	0,8	0,69	8 640	7 600
	19	168	0,8	0,81	10 080	8 900
	20,5	210	0,8	1,01	12 600	11 100
	22	252	0,8	1,21	15 120	13 300
360	16	96	0,9	0,56	7 390	6 570
	18	120	0,9	0,73	9 240	8 200
	19	144	0,9	0,87	11 090	9 800
	21	168	0,9	1,02	12 930	11 500
	23	210	0,9	1,28	16 170	14 300
	25	252	0,9	1,53	19 400	17 200
400	18	96	1,0	0,70	9 120	8 250
	20	120	1,0	0,90	11 400	10 300
	22	144	1,0	1,08	13 680	12 300
	24	168	1,0	1,26	15 960	14 400
	26	210	1,0	1,58	19 950	18 000
	28	252	1,0	1,89	23 940	21 600
480	20	96	1,2	1,00	13 050	10 940
	24	120	1,2	1,25	16 320	13 680
	27	144	1,2	1,50	19 580	16 410
	29	168	1,2	1,75	22 840	19 150
	31	210	1,2	2,18	28 560	23 940
	35	252	1,2	2,62	34 270	28 720

des Seiles möglich ist, da schwache Drähte durch Verschleiß schneller ganz zerstört werden als stärkere. Hiernach sind D und δ so groß zu wählen, wie die Verhältnisse es nur irgend gestatten.

Bezeichnet

Q das mittels eines Seiles zu hebende Gewicht in kg,

l die größte Länge des senkrecht hängenden Seilstückes in m,

q das Seilgewicht in kg/lfd. m,

so ist die größte Zugbelastung des Seiles

$$S = Q + q\,l = Q + \beta\, i\, \delta^2\, l,$$

worin $\beta = 0{,}75$ bis $0{,}80$ gesetzt werden kann.

Bei Förderung aus großen Tiefen wird die Beanspruchung durch das Eigengewicht $q\,l$ des Seiles eine ganz bedeutende. Um dasselbe zu verringern, gibt man den Seilen von unten nach oben stufenförmig wachsende Querschnitte. Diese konischen Förderseile haben sich in der Praxis weniger gut als cylindrische Seile bewährt. Man ist daher in neuerer Zeit von ihrer Verwendung abgekommen.

In der Regel wählt man zu runden Förderseilen Drähte von 1,4 bis höchstens 2,8 mm Dicke mit Rücksicht darauf, daß womöglich $D \geqq 1000\,\delta$. Nur gezwungen geht man unter $D = 1000\,\delta$ bis zum Grenzwerte $D = 500\,\delta$ herab, wenn gleichzeitig möglichst starke Drähte und möglichst kleine Trommeldurchmesser durch die Anlage gefordert werden.

Bei gleicher Drahtdicke δ ist ferner der Trommeldurchmesser D mit der Drahtzahl i zu vergrößern und womöglich $D \geqq 100\,d$ zu nehmen [1].

(Siehe hierzu die Tabelle S. 421 bis 423.)

Die flachen Drahtseile werden aus runden nebeneinander gelegten Seilen hergestellt, die durch Nähen verbunden sind. Ihr Vorteil besteht in der größeren Biegsamkeit gegenüber runden Seilen von gleichem Querschnitte. Der allgemeinen Verwendung flacher Drahtseile steht ihre verhältnismäßig geringere Dauerhaftigkeit entgegen — eine Folge der ungleichen Dehnung und Abnutzung der einzelnen Seilstränge.

(Siehe hierzu die Tabelle S. 424.)

In neuerer Zeit werden von Felten & Guilleaume in Mühlheim (Rhein) mit Rücksicht auf möglichst geringen Verschleiß sog. flachlitzige Drahtseile hergestellt.

Während bei einem gewöhnlichen, aus sechs runden Litzen und einer Hanfseele gebildeten Seile (Fig. 382) der Druck zwischen Seil und Rollenkranz von höchstens drei Drähten aufgenommen wird, kommt bei dem aus fünf Litzen elliptischer Form mit flachem Kerndraht und einer Hanfseele gebildeten Seile (Fig. 383) eine größere Anzahl von Drähten mit dem Rollenkranze in Berührung.

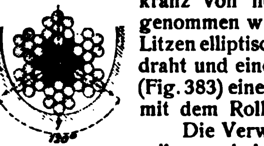


Fig. 382.



Fig. 383.

Die Verwendung flachlitziger Drahtseile erscheint da angezeigt, wo Seile

[1]) Bei ihren sehr biegsamen Kabelseilen gestatten Felten & Guilleaume bis $D = 400\,d$ herabzugehen bei gleichzeitiger Steigerung der Seilspannung k_z bis zu $^1/_4$ der Zugfestigkeit K_z. Diese Seile werden mit $\delta = 1$ bis 2 mm, $i = 120$ bis 294, $d = 20$ bis 63 mm und $q = 0{,}90$ bis $11{,}50$ kg/lfd. m aus Eisen oder Bessemerstahl oder aus Patent-Gußstahl (im letzteren Falle $K_z = 9000$ und $12\,000$ kg/qcm) hergestellt.

Runde Förderseile.

Drahtdicke δ mm	Zahl der Drähte im Seile i	Zahl der Hanfseelen im Seile	Durchmesser des Seiles d mm	Ungefähres Gewicht des Seiles q kg/lfd. m	Bruchbelastung des Seiles in kg — Patent-Gußstahldraht mit einer Zugfestigkeit von 12 000 kg/qcm	15 000 kg/qcm	18 000 kg/qcm
1,4	36	7	13	0,55	6 660	8 330	9 990
	42	1	13	0,65	7 760	9 700	11 640
	42	7	14	0,65	7 760	9 700	11 640
	49	1	14	0,75	9 050	11 310	13 580
	49	8	17	0,80	9 050	11 310	13 580
	56	8	18	0,95	10 340	12 930	15 510
	84	1	19	1,30	15 510	19 390	23 260
	96	7	21	1,40	17 730	22 160	26 590
	114	1	23	1,70	21 060	26 320	31 590
	133	1	25	2,00	24 570	30 710	36 850
1,6	36	7	15	0,70	8 690	10 860	13 040
	42	1	15	0,85	10 140	12 670	15 210
	42	7	17	0,85	10 140	12 670	15 210
	49	1	17	0,95	11 830	14 790	17 750
	49	8	19	1,00	11 830	14 790	17 750
	56	8	20	1,20	13 520	16 900	20 280
	84	1	22	1,70	20 280	25 350	30 420
	96	7	24	1,85	23 170	28 960	34 760
	114	1	26	2,25	27 500	34 380	41 250
	133	1	28	2,60	32 100	40 120	48 150
1,8	36	7	17	0,90	11 000	13 750	16 500
	42	1	17	1,05	12 820	16 000	19 230
	42	7	19	1,05	12 820	16 000	19 230
	49	1	19	1,25	14 960	18 700	22 440
	49	8	21	1,30	14 960	18 700	22 440
	56	8	23	1,50	17 100	21 370	25 650
	84	1	25	2,10	25 660	32 100	38 490
	96	7	27	2,30	29 320	36 650	43 980
	114	1	29	2,75	34 800	43 500	52 200
	133	1	31	3,25	40 600	50 750	60 900
2,0	36	7	19	1,10	13 570	16 960	20 350
	42	1	19	1,30	15 840	19 800	23 760
	42	7	21	1,30	15 840	19 800	23 760
	49	1	21	1,50	18 480	23 100	27 720
	49	8	24	1,55	18 480	23 100	27 720
	56	8	26	1,85	21 120	26 400	31 680
	84	1	27	2,60	31 680	39 600	47 500
	96	7	30	2,85	36 200	45 250	54 300
	114	1	32	3,40	42 990	53 730	64 480
	133	1	35	4,00	50 150	62 690	75 220
	162	1	38	5,00	61 070	76 340	91 600
	180	1	41	5,70	67 860	84 830	101 800

Drahtdicke δ mm	Zahl der Drähte im Seile i	Zahl der Hanfseelen im Seile	Durchmesser des Seiles d mm	Ungefähres Gewicht des Seiles q kg/lfd. m	Bruchbelastung des Seiles in kg — Patent-Gußstahldraht mit einer Zugfestigkeit von 12 000 kg/qcm	15 000 kg/qcm	18 000 kg/qcm
2,2	36	7	21	1,30	16 420	20 530	24 630
	42	1	21	1,55	19 170	23 960	28 750
	42	7	23	1,60	19 170	23 960	28 750
	49	1	23	1,85	22 350	27 940	33 530
	49	8	26	1,90	22 350	27 940	33 530
	56	8	28	2,25	25 540	31 930	38 310
	84	1	30	3,15	38 310	47 890	57 470
	96	7	33	3,45	43 780	54 730	65 670
	114	1	35	4,10	52 000	65 000	78 000
	133	1	38	4,80	60 660	75 830	90 990
	162	1	42	5,90	73 900	92 380	110 850
	180	1	45	7,00	82 100	102 630	123 150
2,5	36	7	24	1,70	21 200	26 500	31 800
	42	1	24	2,00	24 730	30 910	37 100
	42	7	26	2,05	24 730	30 910	37 100
	49	1	26	2,35	28 850	36 060	43 280
	49	8	30	2,45	28 850	36 060	43 280
	56	8	32	2,90	32 970	41 210	49 460
	84	1	34	4,10	49 460	61 830	74 200
	96	7	37	4,45	56 520	70 650	84 780
	114	1	40	5,30	67 150	83 940	100 780
	133	1	44	6,20	78 340	97 930	117 500
	162	1	48	7,50	95 430	119 290	143 150
	180	1	52	9,00	106 000	132 500	159 000
2,8	36	7	26	2,10	26 600	33 250	39 900
	42	1	26	2,50	31 030	38 790	46 550
	42	7	29	2,55	31 030	38 790	46 550
	49	1	29	3,00	36 200	45 250	54 300
	49	8	33	3,10	36 200	45 250	54 300
	56	8	35	3,65	41 370	51 710	62 060
	84	1	38	5.10	62 060	77 580	93 100
	96	7	42	5,60	70 930	88 660	106 400
	114	1	45	6,70	84 240	105 300	126 360
	133	1	49	7,80	98 280	122 850	147 420
	162	1	53	10,60	119 700	149 630	179 550
	180	1	58	11,30	133 000	166 250	199 500
3,1	36	7	29	2,55	32 610	40 760	48 920
	42	1	29	3,05	38 050	47 560	57 080
	42	7	32	3,10	38 050	47 560	57 080
	49	1	32	3,60	44 390	55 490	66 590
	49	8	37	3,75	44 390	55 490	66 590
	56	8	40	4,45	50 730	63 410	76 100
	84	1	42	6,25	76 100	95 130	114 150

Drahtdicke δ mm	Zahl der Drähte im Seile i	Zahl der Hanfseelen im Seile	Durchmesser des Seiles d mm	Ungefähres Gewicht des Seiles q kg/lfd. m	Bruchbelastung des Seiles in kg — Patent-Gußstahldraht mit einer Zugfestigkeit von 12 000 kg/qcm	15 000 kg/qcm	18 000 kg/qcm
3,1	96	7	47	6,85	86 970	108 710	130 460
	114	1	50	8,20	103 250	129 060	154 880
	133	1	55	9,60	120 560	150 700	180 840
	162	1	59	13,00	146 730	183 410	220 100
	180	1	64	13,80	163 060	203 830	244 590
3,4	36	7	32	3,10	39 220	49 030	58 830
	42	1	32	3,70	45 760	57 200	68 640
	42	7	35	3,75	45 760	57 200	68 640
	49	1	35	4,35	53 380	66 730	80 070
	49	8	41	4,50	53 380	66 730	80 070
	56	8	44	5,40	61 000	76 250	91 500
	84	1	46	7,50	91 500	114 380	137 250
	96	7	51	8,25	104 570	130 710	156 860
	114	1	54	10,00	124 180	155 220	186 270
	133	1	60	11,50	144 880	181 100	217 320
	162	1	65	15,70	176 480	220 600	264 720
	180	1	70	16,60	196 100	245 120	294 150

außer der Beanspruchung auf Zug und Biegung noch durch Schleifen über die Erde, über Rollen u. dergl., wie es z. B. bei Bremsbergen, Bergbahnen, Dampfpflügen u. s. w. der Fall ist, einem großen Verschleiße ausgesetzt sind.

Diese Seile werden bei 5 · 9 oder 5 · 23 oder 5 · 28 Drähten mit $d = 11$ bis 40 mm und $q = 0{,}39$ bis 6,10 kg/lfd. m gefertigt.

Auch als **Aufzugseile** finden flachlitzige Drahtseile bei 5 · 23 und 5 · 28 Drähten mit $d = 12$ bis 22 mm auf Trommeln und Scheiben von 400 bis 900 mm Durchmesser Verwendung.

Eine weitere Neuerung der genannten Firma ist das sog. **patentverschlossene**, aus besonderen Formdrähten hergestellte **Spiralseil** ohne Hanfeinlage. Dasselbe wird als Aufzug- und Förderseil mit schwächeren Drähten (Fig. 384), als Leit-, Schachtführungs-, Luftbahn-, Fährseil u. s. w. mit stärkeren Drähten (Fig. 385) ausgeführt. In beiden Fällen sind sämtliche Drähte in konzentrischen Lagen um einen Kerndraht angeordnet. Den Runddrähten für die inneren Lagen folgen solche mit Trapezquerschnitt, diesen solche von S-förmigem Querschnitt für die äußeren Lagen; letztere liefern zufolge ihrer Überdeckung die geschlossene Bauart des Seiles.



Fig. 384.

Fig. 385.

Als Vorzüge dieser Seile gegenüber gewöhnlichen Drahtseilen werden angegeben:

Geringerer Durchmesser bei gleicher Bruchfestigkeit;
Leichteres Gewicht wegen Fehlens der Hanfeinlage;

Flache Förderseile.

Drahtdicke δ mm	Zahl der Drähte im Seile i	Breite des Seiles mm	Dicke des Seiles mm	Ungefähres Gewicht des Seiles q kg/lfd. m	Bruchbelastung des Seiles in kg — Patent-Gußstahldraht mit einer Zugfestigkeit von 12 000 kg/qcm	15 000 kg/qcm	18 000 kg/qcm
1,0	120	38	9	1,00	11 300	14 100	16 950
	144	44	10	1,15	13 560	16 950	20 350
	168	46	11	1,35	15 820	19 800	23 750
	192	50	12	1,50	18 100	22 600	27 150
1,2	120	46	11	1,35	16 300	20 350	24 450
	144	51	12	1,65	19 560	24 450	29 350
	168	55	13	1,90	22 820	28 500	34 200
	192	60	14	2,30	26 080	32 600	39 100
1,4	120	53	13	1,90	22 170	27 700	33 250
	144	50	14	2,25	26 600	33 250	39 900
	168	64	15	2,60	31 000	38 750	46 500
	192	70	16	3,20	35 430	44 300	53 150
1,6	120	61	15	2,50	28 950	36 200	43 450
	144	68	16	2,90	34 800	43 450	52 200
	168	73	17	3,40	40 600	50 700	60 900
	192	80	18	4,00	46 300	57 900	69 500
1,8	120	68	16	3,10	36 600	45 750	54 900
	144	77	18	3,70	43 920	54 900	65 880
	168	82	19	4,30	51 240	64 050	76 860
	192	93	20	5,15	58 560	73 200	87 840
	224	110	19	5,70	68 320	85 400	102 480
	256	124	20	6,90	78 080	97 600	117 120
	288	135	24	7,70	87 840	109 800	131 760
	320	150	25	8,50	97 600	122 000	146 400
2,0	120	76	18	3,80	45 240	56 500	67 860
	144	85	20	4,55	54 300	67 800	81 450
	168	91	22	5,30	63 350	79 100	95 000
	192	104	23	6,35	72 400	90 500	108 600
	224	120	22	7,10	84 460	105 600	126 700
	256	138	23	8,50	96 520	120 650	144 800
	288	150	26	9,50	108 580	135 700	162 870
	320	165	28	10,60	120 640	150 800	180 960

Gleichmäßigerer Verschleiß, ruhigerer Gang und infolgedessen geringerer Kraftverbrauch wegen der glatten Oberfläche der Deckdrähte;

Verhütung des Rostens der gut eingefetteten Drähte von innen nach außen wegen der fehlenden Hanfseele;

Verminderte Neigung, sich zu längen und bei freihängender Last aufzudrehen;

Festhalten der Drahtenden bei etwaigen Drahtbrüchen infolge der S-Form der Deckdrähte.

Die folgende Zusammenstellung enthält gangbare Größen u. s. w. der dünndrähtigen patentverschlossenen Förder- und Aufzugdrahtseile (aus Gußstahl mit 120000 kg/qcm Bruchfestigkeit) der Firma Felten & Guilleaume in Mühlheim (Rhein).

Durchmesser des Seiles d mm	Ungefähres Gewicht des Seiles q kg/lfd. m	Bruchbelastung kg	Kleinster Trommel- und Scheibendurchmesser D mm	Durchmesser des Seiles d mm	Ungefähres Gewicht des Seiles q kg/lfd. m	Bruchbelastung kg	Kleinster Trommel- und Scheibendurchmesser D mm
12	0,85	11 000	1500	27	4,00	58 700	3250
13	0,95	13 100	1500	28	4,30	62 500	3500
14	1,10	15 200	2000	29	4,65	66 400	3500
15	1,25	17 300	2000	30	5,10	73 500	3750
16	1,40	20 400	2000	31	5,46	79 400	3750
17	1,60	23 300	2250	32	5,81	85 300	4000
18	1,85	26 200	2250	33	6,17	88 300	4000
19	2,00	27 400	2250	34	6,55	92 200	4250
20	2,20	31 100	2500	35	6,75	98 500	4250
21	2,40	35 000	2500	36	7,00	104 800	4500
22	2,74	38 800	2750	37	7,60	116 200	4500
23	2,85	42 000	2750	38	8,15	120 700	4750
24	3,10	45 200	3000	39	8,70	125 200	4750
25	3,40	48 300	3000	40	9,30	129 700	5000
26	3,70	54 900	3250				

Die starkdrähtigen patentverschlossenen Drahtseile werden mit $d = 20$ bis 45 mm und $q = 2{,}45$ bis 11,70 kg/lfd. m für Bruchbelastungen von 16430 bis 78200 kg bezw. 27150 bis 129200 kg bezw. 34360 bis 163200 kg in den Handel gebracht, je nachdem weicher Stahl-Formdraht (55000 bis 60000 kg/qcm Bruchfestigkeit) oder Patent-Gußstahldraht (90000 bis 100000 bezw. 120000 kg/qcm Bruchfestigkeit) zu ihrer Herstellung verwendet wird.

2. Die Rollen für Drahtseile erhalten Umfangsrillen, die nach Fig. 386 auf eine Tiefe gleich dem 2,5- bis 3-fachen des Seildurchmessers so eingedreht werden, daß das Seil sich mit möglichst geringem Spielraume ohne jede Klemmung einlegt. Eine Ausfütterung der Rillen findet hier nicht statt.

Betreffs der Durchmesser der Drahtseilrollen ist auf das unter b, 1 (S. 420) Gesagte zu verweisen.

Die Trommeln der Drahtseile erhalten eine spiralförmig eingedrehte Nut von flacher Kreisbogenform, deren Steigung um etwa 2 mm größer als die Seildicke gewählt wird.

Fig. 386.

Die Befestigung des Seiles an der Trommel kann durch Einhängung einer Seilschleife in einen Bügel oder durch Klemmung des Seilendes mittels Laschenverschraubung geschehen. Beachtenswert ist auch die Fig. 387 ersichtliche Drahtseil-

befestigung mittels einer **Keileinlage**, die sich durch den Seilzug selbsttätig festzieht und die erforderliche Klemmung erzeugt.

Damit sich das Seil beim Auflaufen auf die Trommel nicht übereinander wickelt oder einzelne Rillen überspringt, soll der **Achsenabstand** der Trommeln und Rollen, welche letztere das Seil in die Lastbahn überleiten, mindestens das 25fache der Trommellänge betragen; erforderlichenfalls ist eine besondere Zuführungsrolle mit selbsttätiger oder zwangläufiger Verschiebbarkeit in achsialer Richtung anzuordnen.

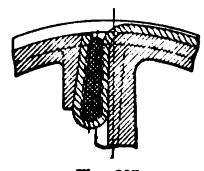


Fig. 387.

Die bei Fördermaschinen zur Anwendung kommenden **Bobinen**, das sind Fördertrommeln mit seitlichen Führungen für die **aufeinander** liegenden Windungen des als Flachseil ausgebildeten Förderseiles erhalten einen, von der Drahtstärke abhängigen kleinsten Durchmesser, der mit Rücksicht auf das unter **b**, 1 (S. 420) für runde Förderseile Gesagte zu wählen ist.

B. Ketten, deren Rollen und Trommeln.

Die Lastketten bestehen aus einzelnen Gliedern, die entweder aus Rundeisen gebildet und in ovaler Form durch Schweißung geschlossen sind — **Gliederketten** — oder durch eine Verbindung von Blechlaschen mit Stahlbolzen hergestellt werden — **Laschenketten**.

a) Gliederketten, deren Rollen und Trommeln.

1. Die aus zähem, weichem Schweißeisen gefertigten Gliederketten werden mit kurzen Gliedern (Fig. 388), mit langen Gliedern (Fig. 389) und mit langen Gliedern und eingesetztem Steg (Fig. 390) ausgeführt.

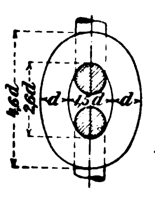


Fig. 388.



Fig. 389.

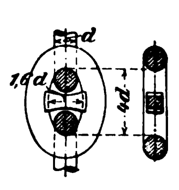


Fig. 390.

Die einfachen Gliederketten bezeichnet man zum Unterschiede von den Stegketten als **offene Ketten**. Die kurzgliedrige (englische) Kette wird auf kleinen Rollen und Trommeln weniger auf Biegung beansprucht und ist beweglicher, jedoch schwerer und teurer als die langgliedrige (deutsche) Kette; trotzdem hat sie die letztere fast ganz verdrängt. Die **Stegketten** finden vorzugsweise als Ankerketten Verwendung; ihre Bruchbelastung liegt um etwa 12,5 % höher als diejenige der einfachen Gliederketten.

Die mittleren Abmessungen der Gliederketten sind in Fig. 388 bis 390 angegeben.

Die zulässige Belastung Q (in kg) einer neuen, aus vorzüglichem Eisen sorgfältig hergestellten kurzgliedrigen Kette (ohne Steg), deren Eisenstärke d (in cm), kann nach C. v. Bach genommen werden:

$Q = 1000\,d^2$ für wenig angestrengte Ketten ($k_z = 637$ kg/qcm),
$Q \gtrless 800\,d^2$ für häufiger benutzte Ketten ($k_z \gtrless 509$ kg/qcm),
$Q \gtrless 500\,d^2$ für Dampfwindenketten ($k_z \gtrless 318$ kg/qcm)

Kalibrierte (adjustierte) Ketten mit genau übereinstimmenden Gliedern sind zur möglichst langen Erhaltung ihrer Sondereigenschaft nur mit etwa $^5/_8$ der vorstehend angegebenen Kraft zu belasten.

Kurzgliedrige Kranketten der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman in Duisburg a. Rh.

Ketten-eisen-stärke d mm	Zulässige Belastung Q kg	Ungefähres Gewicht der Kette q kg/lfd. m	Ketten-eisen-stärke d mm	Zulässige Belastung Q kg	Ungefähres Gewicht der Kette q kg/lfd. m
5	250	0,58	20	4 000	8,98
6	360	0,81	21	4 410	9,90
7	490	1,10	22	4 840	10,87
8	640	1,44	23	5 290	11,90
9	810	1,82	24	5 760	12,94
10	1 000	2,25	26	6 760	15,18
11	1 210	2,72	28	7 840	17,61
12	1 440	3,24	30	9 000	20,22
13	1 690	3,80	33	10 890	24,46
14	1 960	4,41	36	12 960	29,11
15	2 250	5,06	39	15 210	34,16
16	2 560	5,75	43	18 490	41,53
17	2 890	6,50	46	21 160	47,53
18	3 240	7,28	49	24 010	53,82
19	3 610	8,14	52	27 040	60,73

Zur sofortigen Wiedervereinigung einer zerrissenen Kette oder zur vorübergehenden Kupplung zweier Kettenstrecken dient das Kettenschloß (Fig. 391)

2. Rollen für gewöhnliche Gliederketten zeigen Fig. 392 bis 394. Die Abschrägung (Doppelkegelform mit Steigung 1 : 4) in Fig. 392 vermindert die Biegungsbeanspruchung der Kettenglieder durch günstigere Unterstützung. Die Seitenränder in Fig. 394 sind nur bei unruhigem Kettenlaufe oder stärkerer Ablenkung erforderlich. Fig. 393 zeigt eine Rolle für diagonal (unter 45° zur Rollenachse) geführte Kettenglieder, die nur für ruhigen Kettenlauf anwendbar ist. Am häufigsten finden Kettenrollen nach Fig. 394 Verwendung.

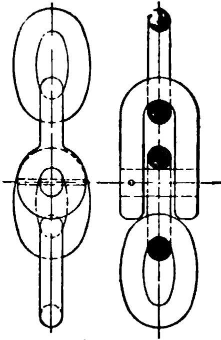


Fig. 391.

Man nimmt für Handbetrieb

$$D \geqq 20\,d,$$

unter d die Ketteneisenstärke und unter D den Durchmesser der Rolle verstanden, gemessen von Mitte zu Mitte der Kette auf dem Rollenumfange (s. Fig. 394).

Für lebhaften und schnellen Betrieb ist womöglich

$$D \geqq 30\,d$$

zu wählen.

K e t t e n t r o m m e l n versieht man zur sicheren Führung der Kette meist mit spiralförmig eingegossenen Umfangsnuten, die ähnlich wie

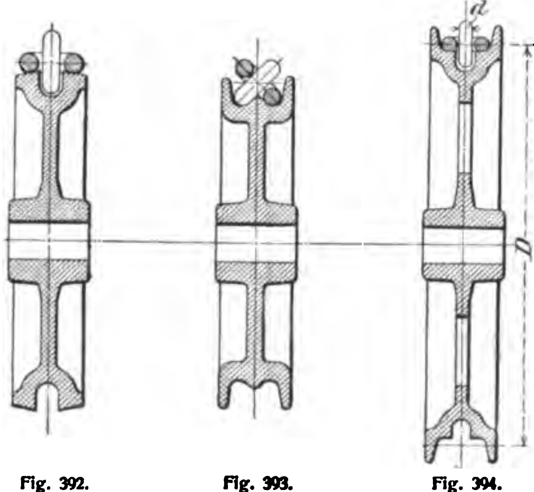


Fig. 392. Fig. 393. Fig. 394.

bei den Kettenrollen profiliert werden. Fig. 395 zeigt die gewöhnliche Anordnung mit cylindrischen Auflageflächen für die flachliegenden Kettenglieder, Fig. 396 eine Trommel mit kegelförmiger Abschrägung der Stützränder und Fig. 397 eine solche mit flachem Kreisbogenprofil für diagonal geführte Kettenglieder. Im letzteren Falle wird zufolge der schiefen Lage der Kettenglieder die Breite der einzelnen Windungen und damit die Trommellänge gegenüber der Fig. 395 und 396 ersichtlichen Anordnung verkürzt. Trommeln mit flachen Spiralnuten eignen sich besonders bei schnell und unruhig laufenden Ketten von Dampfwinden.

Zwischen den einzelnen Kettenwindungen läßt man einen Spielraum von etwa 3 mm. Den Durchmesser der Trommeln wählt man wie bei Kettenrollen, die Mantelstärke mit Rücksicht auf Herstellung der Trommeln mindestens 1,2 cm. Bei größeren Trommellängen ist den auftretenden Biegungs- und Drehungsbeanspruchungen Rechnung zu tragen.

Eine zweckmäßige Befestigung der Kette auf der Trommel zeigt Fig. 395.

Gleichwie die Seiltrommeln werden auch die Kettentrommeln auf der zugehörigen Welle durch Nabenkeile befestigt oder, um die Welle nicht auf Drehung zu beanspruchen, mit dem antreibenden Stirnrade unmittelbar verschraubt. Zuweilen ist das letztere auf die nach außen verlegte Trommelnabe aufgekeilt.

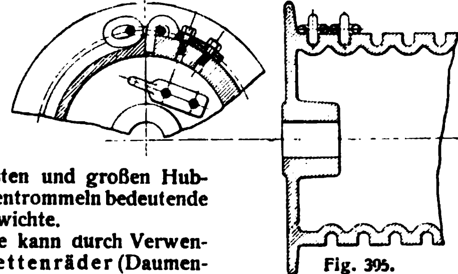


Fig. 395.

Bei schweren Lasten und großen Hubhöhen erhalten die Kettentrommeln bedeutende Abmessungen und Gewichte.

Diesem Übelstande kann durch Verwendung verzahnter Kettenräder (Daumenräder) für kalibrierte Ketten an Stelle der Trommeln begegnet werden. Dieselben erfordern, da ihre Breite vollkommen unabhängig von der Förderlänge der Kette ist und auch ihr Durchmesser bedeutend kleiner ausfällt als derjenige gewöhnlicher Trommeln, nur einen geringen Raumbedarf. Von besonderem Werte ist ferner bei Kettenrädern, daß die Lastkette in vollkommen unveränderter Richtung aufsteigt, ohne gleichzeitige Seitenbewegung, wie bei den Trommeln mit Spiralwicklung.

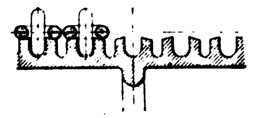


Fig. 396.

Fig. 398 zeigt ein verzahntes Kettenrad mit acht Zähnen.

Bezeichnet

l die Teilung der Kettenglieder,
d die Ketteneisenstärke,
z die Zähnezahl des Kettenrades,

so ist dessen Teilkreishalbmesser, der gleichzeitig den Lastarm bildet,

$$R = \frac{1}{2}\sqrt{\left(\frac{l}{\sin\frac{90^0}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\frac{90^0}{z}}\right)^2}.$$

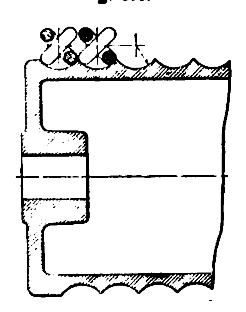


Fig. 397.

Für schwache Ketten und große Zähnezahlen verschwindet der Einfluß des zweiten Gliedes unter der Wurzel, und es darf schon für $z \gtreqless 6$ und $d \leqq 1{,}6$ cm ohne merkbaren Fehler gesetzt werden

$$R = \frac{l}{2\sin\frac{90^0}{z}}.$$

Diese letzte Gleichung dient insbesondere zur Berechnung des Teilkreishalbmessers von Haspelrädern, die den Antrieb einer

Winde oder dergl. mittels Handkette ($d = 5$ bis 10 mm) aus beliebiger Entfernung ermöglichen (s. S. 286).

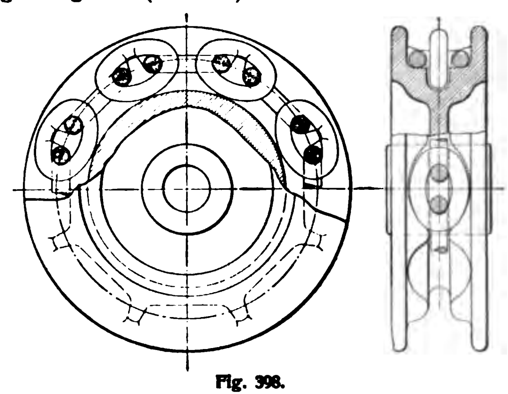


Fig. 398.

Für Zähnezahlen $z \leqq 5$ fällt der Durchmesser des Kettenrades meist so klein aus, daß es nicht mehr auf der zugehörigen Welle aufgekeilt werden kann. In diesem Falle werden Rad und Welle aus Stahlguß in einem Stücke hergestellt.

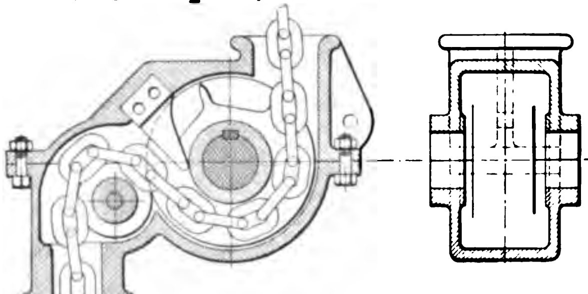


Fig. 399.

Das ablaufende Kettenstück ist durch eine Leitrolle (Fig. 399) oder dergl. derart abzulenken, daß die Kette das verzahnte Rad mindestens auf dem halben Umfange umschließt. Infolge der elastischen Dehnung der Kettenglieder klemmen sich diese leicht zwischen den Zähnen fest und müssen durch einen Abstreicher herausgedrängt werden.

(Siehe hierzu die Tabelle auf S. 431.)

b) Laschenketten und deren Rollen.

1. Die Laschenketten, nach ihrem Erfinder auch Gallsche Gelenkketten genannt, bestehen aus Laschen aus Stahl oder aus weichem,

Kalibrierte Gliederketten und verzahnte Kettenräder.
Welter Elektrizitäts- und Hebezeug-Werke A.-G. in Köln-Zollstock.

Ketteneisenstärke d mm	Teilung l mm	Kettenräder. Teilkreisdurchmesser $2R$ in mm (obere Zahl). Zähnezahl z (untere Zahl).																
4,5	16	62 7	102 10	153 15	173 17	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
5	18,5	58 5	72 6	83 7	95 8	118 10	(212) (18)	(283) (24)	(365) (31)	.	.	.	.	.	.	.	.	.
6	18,5	72 6	83 7	95 8	118 10	130 11	142 12	187 16	200 17	(212) (18)	(234) (20)	(283) (24)	(353) (30)	(365) (31)	(376) (32)	(420) (36)	(484) (41)	(1002) (85)
6	20	76 6	140 11	166 13	179 14	204 16	255 20	286 22	(357) (28)	(484) (38)	(548) (43)	(637) (50)	.	.	.	.	.	.
7	22,5	73 5	85 6	100 7	115 8	143 10	157 11	172 12	187 13	286 20	(387) (27)	(458) (32)	(616) (43)	(740) (52)	(859) (60)	(944) (66)	(1001) (77)	.
8	22,5	73 5	85 6	100 7	115 8	143 10	158 11	186 13	244 17	258 18	286 20	316 22	(387) (27)	(456) (32)	(614) (43)	(740) (52)	(850) (60)	.
9	25	80 5	95 6	127 8	159 10	174 11	238 15	318 20	428 27	570 36	.	.	.	.	.	.	.	.
9,5	31	100 5	120 6	160 8	198 10	238 12	318 16	338 17	360 18	388 20	436 22	592 30	778 40	.	.	.	.	.
11	30	97 5	134 7	192 10	214 11	264 14	286 15	382 20	422 22	575 30	680 36	1450 77	.	.	.	.	.	.
13	36	115 5	161 7	184 8	207 9	253 11	275 12	322 14	344 15	458 20	552 24	714 32	836 37	1331 58	.	.	.	.
14,5	42,5	162 6	214 8	268 10	320 12	374 14	404 15	850 32	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
16	48	154 5	184 6	215 7	275 9	338 11	492 16	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
18	54	175 5	207 6	242 7	276 8	310 9	322 10	479 14	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
20	62,5	200 5	240 6	280 7	320 8	360 9	800 20	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
22	62,5	200 5	240 6	280 7	320 8	360 9	480 12	812 20	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
25	72	236 5	277 6	322 7	368 8	414 9	565 12	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
26	72	330 7	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
28	72	336 8	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
30	80	260 5	310 6	360 7	410 8	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
30	91	170 3	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
32	80	310 6	410 8	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.

Bemerkung. Die eingeklammerten Räderabmessungen finden namentlich bei Haspelrädern Verwendung.

zähem Schweißeisen, die durch zwischengenietete oder versplintete Stahlbolzen mit gedrehten Zapfen zu fortlaufenden Gliedern miteinander verbunden sind. Sie finden als Last- und auch als Treibketten Verwendung.

Fig. 400 zeigt eine Laschenkette mit vernieteten Gelenkbolzen. Der Schlußbolzen der Kette, die immer eine gerade Gliederzahl haben muß, ist versplintet. Die Laschenketten eignen sich, da Schweißstellen nicht vorhanden sind, besonders für schwere Hebemaschinen. Ihr Nachteil besteht darin, daß sie fast gar keine Seitenbeweglichkeit besitzen. auch schwerer und teurer sind als geschweißte Gliederketten.

Gallsche Gelenkketten
von Zobel, Neubert und Co. in Schmalkalden (Thüringen)
(s. Fig. 400)

Zulässige Belastung[1] Q kg	Teilung oder Baulänge l mm	Länge des Mittelbolzens b mm	Durchmesser des Mittelbolzens D mm	Zapfenstärke d mm	Plattenzahl i	Plattenstärke s mm	Plattenbreite h mm	Größte Breite der Kette B mm	Ungefähres Gewicht der Kette kg/lfd. m	Durchmesser des Schlußbolzens d_1 mm
100	15	12	5	4	2	1,5	12	23 (ohne Unterlegscheiben vernietet)	0,7	6
250	20	15	7,5	6	2	2	15	28	1	9
500	25	18	10	8	2	3	18	38	2	12
750	30	20	11	9	4	2	20	45	2,7	13
1 000	35	22	12	10	4	2	27	50	3,8	15
1 500	40	25	14	12	4	2,5	30	60 (mit Unterlegscheiben vernietet)	5	18
2 000	45	30	17	14	4	3	35	67	7,1	21
3 000	50	35	22	17,5	6	3	38	90	11,1	26
4 000	55	40	24	21	6	4	40	110	16,5	32
5 000	60	45	26	23	6	4	46	118	19	34
6 000	65	45	28	24	6	4	53	125	24	36
7 500	70	50	32	28	8	4,5	53	150	31,5	40
10 000	80	60	34	30	8	4,5	65	165	34	45
12 500	85	65	35	31	8	5	70	180	44,8	47
15 000	90	70	38	34	8	5,5	75	195 (versplintet)	51,1	50
17 500	100	75	40	36	8	6	80	208	58,1	54
20 000	110	80	43	38	8	6	85	215	74,4	56
25 000	120	90	45	40	8	6,5	100	235	83,3	60
30 000	130	100	50	45	8	7	106	255	100	65

Die in der vorstehenden Tabelle enthaltenen Gallschen Gelenkketten eignen sich auch für Triebwerkzwecke, sofern die Geschwindigkeit $v = 2{,}5$ m/sek nicht überschreitet. Es sollen aber die zulässigen Be-

[1]) Die zulässige Belastung entspricht ungefähr 1/6 der Bruchbelastung.

lastungen in diesem Falle nur etwa $^{1}/_{8}$ der in der Tabelle gegebenen betragen, da andernfalls die zwischen Zapfen und Laschen auftretenden starken Flächenpressungen einen baldigen Verschleiß der Kette herbeiführen.

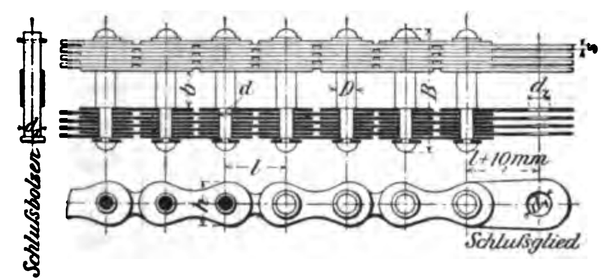


Fig. 400.

Für Triebwerkzwecke besser geeignet ist die Zobelsche Treibkette (Fig. 401). Bei dieser ist der hohle Innenbolzen *m* in fester

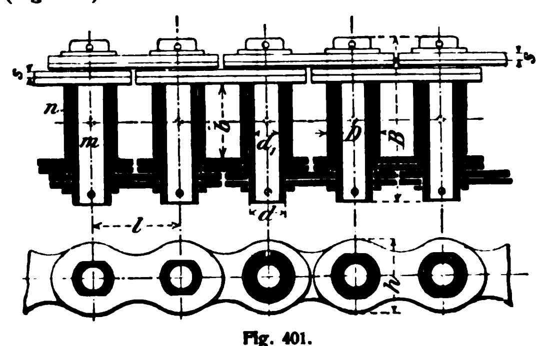


Fig. 401.

Verbindung mit den Außenlaschen, während die Innenlaschen auf einer den Bolzen *m* umschließenden Stahlhülse *n* befestigt sind. Da letztere im Betriebe auf dem Bolzen *m* gleitet, fallen die Auflageflächen weit größer und demnach die Pressungen in ihnen bedeutend geringer aus als bei der Gallschen Gelenkkette.

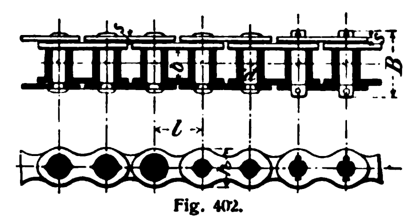


Fig. 402.

Kleinere Ketten erhalten statt der hohlen massive Innenbolzen, die, wie Fig. 402 zeigt, mit den Außenlaschen vernietet sind. Das Schlußglied zum Verbinden der Kette ohne Ende wird versplintet.

Bei größeren Ketten sind alle Glieder versplintet. Die in den Stahlhülsen *n* befindlichen kleinen Löcher dienen zur Schmierung der Kette.

Zobelsche Treibketten
von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden (Thüringen)
(s. Fig. 401 und 402).

Zulässige Belastung Q kg	Teilung oder Baulänge l mm	Freie Länge der Stahlhülse b mm	Durchmesser der Stahlhülse D mm	Durchmesser des Innenbolzens d mm	Plattenzahl i	Plattenstärke s mm	Plattenbreite h mm	Größte Breite der Kette B mm		Ungefähres Gewicht der Kette kg/lfd. m
100	20	14	10	6	2	2	14	30	vernietete Bolzen	1,6
150	20	16	12	7,5	2	3	16	38		2,2
200	25	18	14	9	2	3	21	40		2,5
300	30	20	17	11	2	3,5	25	46		3,9
400	35	22	18	12	2	4	27	50		4,1
500	40	25	20	14	2	4	30	54		4,6
750	45	30	22	16	2	5	35	64		6,7
1000	50	35	26	18	2	6	38	72		9,0
1500	55	45	28	20	4	4	40	97		13,0
2000	60	50	32	24	4	5	46	113	mit Scheiben versplintet	14,0
2500	65	55	36	28	4	5	53	120		18,0
3000	70	60	40	32	4	5	60	125		19,5
4000	80	70	44	34	6	4,5	65	146		27,2
5000	90	80	48	36	6	4,5	75	156		33,0

2. Zur Aufnahme der Laschenketten dienen aus Schmiedeisen, Gußstahl oder Hartguß hergestellte verzahnte Kettenräder (Daumenrollen), Fig. 403, mit seitlichen Rändern, auf die sich die Laschenköpfe auflegen.

Die Zähne erhalten dem Kettenbolzendurchmesser D entsprechende Fußprofile; das Kopfprofil der Zähne wird durch Kreisbögen gebildet, die um die benachbarten Zapfenmittelpunkte geschlagen sind und so das freie Aus- und Einschwingen der Kettenbolzen gestatten.

Bezeichnet

l die Baulänge der Kette,

z die Zähnezahl des Kettenrades,

so ergibt sich dessen Teilkreishalbmesser nach Fig. 403 zu

$$R_1 = \frac{l}{2 \sin \frac{\gamma}{2}} = \frac{l}{2 \sin \frac{180^\circ}{z}}.$$

Als Leitrollen für Laschenketten werden zuweilen glatte cylindrische Scheiben verwendet, auf welche sich die Bolzen auflegen.

Die **kleinste Zähnezahl** ist durch die Rücksicht auf die erforderliche Wellenstärke bestimmt. Stellt man Kettenrad und Welle aus einem Stück her, so kann mit z bis auf sieben Zähne heruntergegangen werden. Für gewöhnliche Leitrollen wählt man zur Verminderung der Kettenreibung z meist größer — etwa zwischen 10 bis 30.

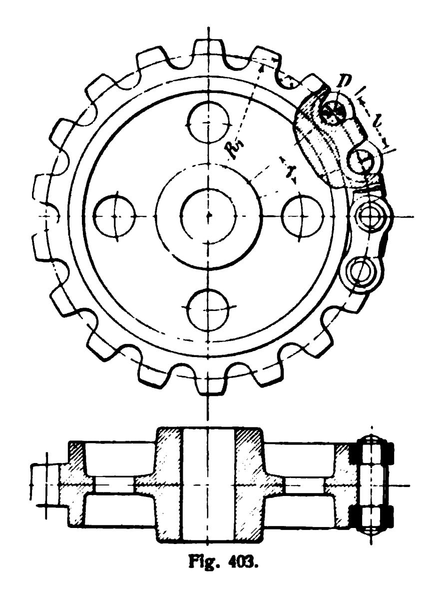


Fig. 403.

C. Haken.

Die in der Regel aus vorzüglichem, zähem Schweißeisen gefertigten **Haken** werden als **einfache Haken** (Fig. 404, 408 und 409) oder — für sehr große Lasten — als **Doppelhaken** (Fig. 406) ausgeführt.

a) Einfache Haken.

Bezeichnet in Fig. 404 d_1 den Kerndurchmesser der Schaftschraube, so folgt mit der zulässigen Zugbeanspruchung $k_z = 500$ kg/qcm für die Last Q

$$Q = \frac{\pi}{4} d_1^2 \, 500.$$

Damit der Haken frei beweglich bleibt und sein Schaft nur auf **Zug** (nicht auf Biegung) beansprucht wird, ist zwischen Schaftmutter und Träger, in den er eingehängt ist, eine Scheibe mit kugelförmiger Unterfläche gelegt und das Auflager im Träger entsprechend ausgebildet, gleichzeitig die cylindrische Bohrung desselben genügend weit gehalten (s. auch Fig. 206, S. 257).

Es ist ferner der Schaft unterhalb des Gewindes in der Fig. 404 ersichtlichen Weise verstärkt. Durch diese Verstärkung wird auch bei unvollkommen beweglichen Haken den hier auftretenden Biegungsbeanspruchungen des Hakenschaftes zumeist Rechnung getragen.

Alle Hakenquerschnitte zwischen dem Schafte und dem tiefsten Punkte des Hakenmaules werden auf Biegung und auf Zug beansprucht.

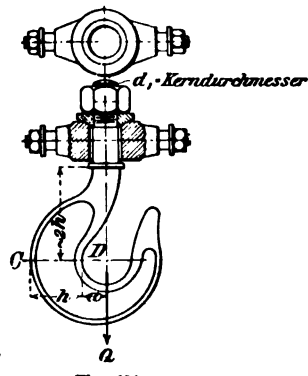


Fig. 404.

Man erhält annähernde Werte für die erforderlichen **Querschnitts-**

abmessungen, wenn man den Einfluß der Krümmung des Hakenmaules auf die Gesamtbeanspruchung des Hakens zunächst vernachlässigt und die Querschnitte unter der Annahme, daß sich der gekrümmte Haken wie ein senkrechter gerader Stab mit einseitiger Belastung verhält, berechnet.

Als geeignetste Querschnittsform für den Haken wählt man in der Regel das Trapez.

Bezeichnet S (Fig. 405) den Schwerpunkt eines Trapezes, e_1 und e_2 die von der Schwerachse desselben am weitesten entfernten Fasern, $e_1 + e_2 = h$ die Höhe, b_1 und b_2 die parallelen Seiten des Trapezes, F den Flächeninhalt und J das Trägheitsmoment des Querschnittes unter der Annahme, daß der gefährliche Querschnitt CD (Fig. 404) senkrecht zur Lastrichtung liegt, a den Halbmesser der Hakenöffnung, Q die Last, k_z die Spannung der Fasern an der Innen- und k diejenige an der Außenseite der Kröpfung, so erhält man

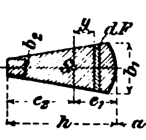


Fig. 405.

$$k_z = \frac{Q}{F} + \frac{Q(a+e_1)e_1}{J}, \quad \dots \dots \dots \quad 63$$

$$k = -\frac{Q}{F} + \frac{Q(a+e_1)e_2}{J}.$$

Setzt man mit Rücksicht auf Materialersparnis $k_z = k$, so folgt

$$\frac{Q}{F} + \frac{Q(a+e_1)e_1}{J} = -\frac{Q}{F} + \frac{Q(a+e_1)e_2}{J},$$

und hieraus

$$J = \frac{(a+e_1)(e_2-e_1)}{2} F \quad \dots \dots \dots \quad 64$$

Ermittelt man die Werte für e_1, e_2, J und F aus den Querschnittsabmessungen h, b_1 und b_2 des Trapezes (s. S. 57) und setzt dieselben in Gl. 64 ein, so ist

$$h = \frac{a(b_1^2 - b_2^2)}{b_2^2 + b_1 b_2},$$

und schließlich

$$h = a\left(\frac{b_1}{b_2} - 1\right) \quad \dots \dots \dots \quad 65$$

Man wählt passend

$$\frac{b_1}{b_2} \leqq 3 \text{ bis } 4 \text{ und } \frac{h}{a} \leqq 2 \text{ bis } 3 \quad \dots \dots \dots \quad 66$$

Es folgt weiter aus Gl. 64

$$\frac{a+e_1}{J} = \frac{2}{e_2 - e_1} \frac{1}{F}.$$

Setzt man diesen Wert in Gl. 63 ein, so erhält man

$$k_z = \frac{Q}{F} + \frac{2Qe_1}{F(e_2-e_1)}, \text{ oder}$$

$$\frac{k_z F}{Q} = 1 + \frac{2e_1}{e_2 - e_1}$$

und nach Einsetzung der für F, e_1 und e_2 ermittelten Werte

$$b_1 - b_2 = \frac{6\,Q}{k_z h} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 67$$

Mit Benutzung der Gleichungen 65, 66 und 67 lassen sich die Werte h, b_1 und b_2 im gefährlichen Querschnitte der Hakenkröpfung berechnen, sofern noch

für Seilhaken $a = 0{,}75\,d$ bis d,
„ Kettenhaken $a = d$ bis $1{,}5\,d$

(d bedeutet den der Last Q entsprechenden Seildurchmesser oder die Ketteneisenstärke) und ferner mit Rücksicht auf den Einfluß der in der Rechnung zunächst vernachlässigten Hakenkrümmung $k_z \sim 1000$ kg/qcm gesetzt wird.

Für die Ausführung rundet man die Ecken des trapezförmigen Grundprofiles dem in den Haken einzuhängenden Seil oder Kette (Ring) entsprechend ab und läßt dasselbe sowohl nach dem Schafte, wie auch nach der Hakenspitze zu allmählich in ein Kreisprofil übergehen.

Unter Berücksichtigung der Hakenkrümmung findet sich für den gefährlichen Querschnitt CD (Fig. 405) allgemein

$$\sigma = \frac{Q}{F} + \frac{M_b}{F\,r} + \frac{M_b}{C\,F\,r}\,\frac{y}{r + y} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 68\,^{1})$$

Hierin bedeutet

σ die Normalspannung einer beliebigen Faser im Abstande y von der Schwerachse,

$r = a + e_1$ den ursprünglichen Krümmungshalbmesser der Schwerpunktsfaser und

$M_b = -Q\,r$ (negativ, weil das biegende Moment den ursprünglichen Krümmungshalbmesser zu vergrößern sucht).

Für die Spannungen k_z und k an der Innen- und Außenseite der Kröpfung wird in Gl. 68 $y = -e_1$ bezw. $= e_2$, und man erhält

$$k_z = \frac{Q}{C\,F}\,\frac{e_1}{r - e_1} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 69$$

und

$$k = -\frac{Q}{C\,F}\,\frac{e_2}{r + e_2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 70$$

In diesen Gleichungen gilt für C beim trapezförmigen Querschnitte

$$C = -1 + \frac{2\,r}{(b_1 + b_2)\,h}\left[\left\{b_2 + \frac{b_1 - b_2}{h}(e_2 + r)\right\} ln\frac{-r + e_2}{r - e_1} - (b_1 - b_2)\right]^{2}).$$

[1]) C. v. Bach, Elastizität und Festigkeit, 5. Aufl., S. 489 und 504, Berlin 1905, Julius Springer.

[2]) Für die Ausführung erhält man genügend genaue Abmessungen mit dem Näherungswert

$$C = \frac{J}{F\,r^2},$$

womit Gl. 68 die einfachere Form annimmt

$$\sigma = \frac{Q}{F} + \frac{M_b}{F\,r} + \frac{M_b}{J}\,\frac{y}{1 + \frac{y}{r}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 68\,a$$

Bei Haken aus vorzüglichem Material kann $k_z \gtreqless 750$ kg/qcm gesetzt werden.

Man verfährt bei der Hakenberechnung zweckmäßig in der Weise, daß zunächst die Querschnittsabmessungen ohne Berücksichtigung der Hakenkrümmung ermittelt, hierauf deren Zulässigkeit unter Berücksichtigung des Krümmungseinflusses nach Gl. 69 und 70 geprüft werden, um bei zu großer Materialbeanspruchung entsprechende Abänderungen treffen zu können.

b) Doppelhaken.

Der Schaft ist wie beim einfachen Haken zu berechnen.

1. Für den gefährlichen Querschnitt des Hakens, der bei CD (Fig. 406) liegen möge, ergibt sich durch Zerlegung der lotrecht wirkenden Last $\frac{Q}{2}$ die Normalkraft $\frac{Q}{2}\sin\varphi$ und die Schubkraft $\frac{Q}{2}\cos\varphi$; es ist ferner das biegende Moment $M_b = \frac{Q}{2}x$.

Vernachlässigt man die Schubkraft $\frac{Q}{2}\cos\varphi$ und bezeichnet wieder r den Krümmungshalbmesser der Schwerpunktsfaser, e den Halbmesser des kreisförmigen oder elliptischen Querschnittes, so ist in Gl. 68 für C der Wert einzusetzen

$$C = \frac{1}{4}\left(\frac{e}{r}\right)^2 + \frac{1}{8}\left(\frac{e}{r}\right)^4 + \frac{5}{64}\left(\frac{e}{r}\right)^6 + \dots$$

Die größte Beanspruchung ergibt sich für $y = -e$ zu

$$k_z = \frac{Q\sin\varphi}{2F} - \frac{Qx}{2Fr} + \frac{Qx}{2CFr}\,\frac{e}{r-e}.$$

Ist r gegenüber e ausreichend groß, so daß der Einfluß der Hakenkrümmung vernachlässigt werden kann, so findet sich

$$k_z = \frac{Q\sin\varphi}{2F} + \frac{Qx}{2\frac{J}{e}} = \frac{Q\sin\varphi}{2\pi e b} + \frac{Qx}{\frac{\pi}{2}e^2 b}.$$

2. Ist die Last, wie es häufig vorkommt, schief zur Hakenlinie gerichtet (Fig. 406), so ist die Materialbeanspruchung wenigstens für zwei Querschnitte der entworfenen Kröpfung des Hakenmaules zu ermitteln. Im übrigen ist genau wie beim einfachen Haken zu verfahren.

c) Hakengeschirre.

Damit sich der leere Haken beim Auslösen der Windensperrung selbsttätig mit genügender Geschwindigkeit senkt, werden häufig noch besondere Belastungsgewichte — Kugeln oder abgeflachte Kugeln aus Gußeisen — oberhalb des Hakens in die Lastkette eingeschaltet.

In Fig. 407 bildet das hohle Belastungsgewicht gleichzeitig den Schutzmantel für eine innen liegende Kegelfeder zum Abfangen der insbesondere bei schnell arbeitenden Hebemaschinen auftretenden Stöße.

Die Feder wird mit einer gewissen Spannung eingesetzt und durch den Zug des in das obere Schekel geschlungenen Lastseiles vollständig zusammengepreßt.

Ein zwischen Federbügel und Lasthaken eingeschaltetes Kettenstück von etwa 1 m Länge gestattet ein bequemes Erfassen der Last.

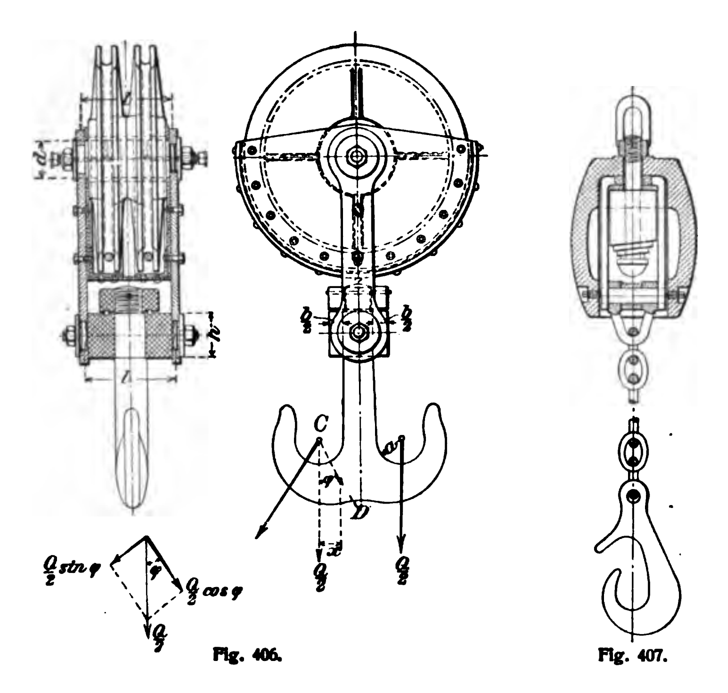


Fig. 406. Fig. 407.

In Fig. 408 bildet der kräftige gußeiserne Träger des für 12000 kg Tragkraft berechneten Hakens gleichzeitig das Belastungsgewicht.

Um Haken auch bei starker Belastung drehen zu können, empfiehlt es sich, die gleitende Reibung durch rollende zu ersetzen (s. Fig. 406, und 409).

Fig. 409 zeigt einen einfachen Haken mit Stützkugellager der Hoffmann Manufacturing Co., Limited in Chelmsford (England).

Das Kugellager besteht aus zwei Ringen *a* und *b*, den zwischenliegenden Kugeln und einer diese Teile umschließenden Büchse *c* mit durchlochtem Boden, die sich auf den Hakenträger *t* stützt. Der Ring *a* ist auf dem Hakenschafte befestigt, der mit seiner Lauffläche im Ölbade ruhende Ring *b* beiderseits abgeschrägt und auf seiner oberen Fläche mit bordartigen Leisten versehen. Durch den in einer Nut der Büchse *c* liegenden Kupferring *d* soll das Herausspringen des Lauf-

ringes *a* aus der Büchse, durch ein unter der Schaftmutter liegendes Schutzblech das Eintreten gröberer Unreinigkeiten in dieselbe verhütet werden.

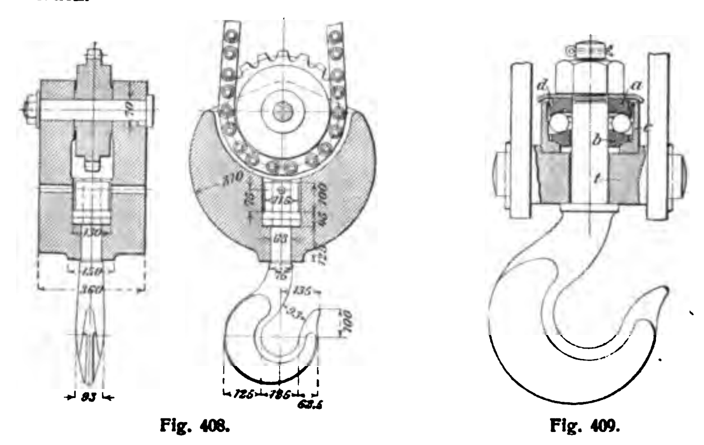


Fig. 408. Fig. 409.

Bezüglich der von den Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin vorgeschlagenen Stützkugellager für Lasthaken ist auf S. 257 (Fig. 206) zu verweisen.

VIII. Sperr- und Bremswerke[1]).

A. Sperrwerke.

Sperrwerke dienen dazu, die Abwärtsbewegung aufgewundener Lasten zu verhindern. Sie bestehen aus einem Sperrade mit eingreifender Klinke (Sperrkegel) — Klinkengesperre — oder aus einem Rade mit glattem Umfange, dessen Feststellung durch einen excentrischen Daumen erfolgt — Klemmgesperre.

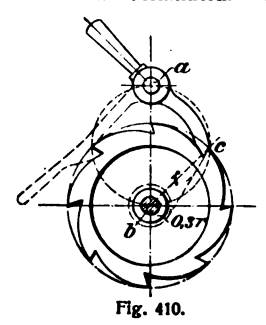


Fig. 410.

a) Klinkengesperre.

Man unterscheidet Sperräder mit äußerer, innerer und seitlicher Verzahnung.

Fig. 410 zeigt ein Klinkengesperre mit äußerer Verzahnung des zugehörigen Rades.

Damit die Klinke sich leicht einlegt, kann der Winkel zwischen der Umfangs-

[1]) Vergl. Ad. Ernst, Die Hebezeuge, 4. Aufl., Berlin 1903, Julius Springer

tangente an der Zahnspitze und der Zahnbrust größer als $\frac{\pi}{2}$ + dem Reibungswinkel gewählt werden. Zu dem Zwecke bestimmt man den Eingriffpunkt c als Schnitt des um den Radmittelpunkt b (mit dem Halbmesser r) geschlagenen Kreises mit dem Halbkreise über $a\,b$ (a = Mittelpunkt des Klinkenzapfens) und zieht von diesem Punkte wie auch von allen übrigen Zahnspitzen Tangenten an einen mit 0,3 r als Halbmesser um den Mittelpunkt b geschlagenen Halbkreis. Um nicht zu spitze Zähne zu erhalten, empfiehlt es sich, die Brust der Sperrzähne einfach radial zu stellen.

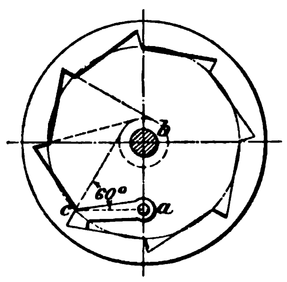


Fig. 411.

Die Klinke läßt man bis auf den Grund der Zahnlücke eingreifen; zuweilen wird sie als Sperrhaken ausgeführt (in Fig. 410 punktiert angedeutet).

Bei Sperrädern mit innerer Verzahnung (Fig. 411) bestimmt man den Eingriffpunkt der Klinke durch ein Lot in a (Klinkenzapfenmittelpunkt) auf $a\,b$, welches den inneren Verzahnungskreis in c schneidet. Der freie Schenkel eines hier angetragenen Winkels von 60° bildet eine geeignete Neigungsrichtung für die Zahnflanken.

Sperräder mit seitlicher Verzahnung (Fig. 412) erhalten eine um etwa 30° gegen die Ebene des Sperrades geneigte Klinke.

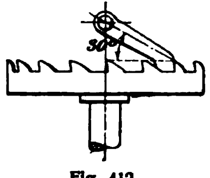


Fig. 412.

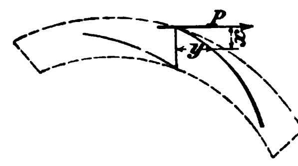


Fig. 413.

Die Berechnung der Sperrzähne hat auf Biegungsfestigkeit (nicht auf Scheerfestigkeit) zu erfolgen.

Bedeutet
P den Umfangsdruck in kg,
b die Breite des Sperrades in cm,
k_b die zulässige Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,

so gilt (Fig. 413)

$$P\,x = W\,k_b = \frac{1}{6}\,b\,y^2\,k_b,$$

demnach

$$k_b = \frac{6\,P\,x}{b\,y^2}.$$

Die Berechnung ist für den Querschnitt durchzuführen, bei dem $\frac{x}{y^2}$ und somit auch k_b am größten wird.

Hieraus folgt die erforderliche Zahnbreite b für eine zulässige Biegungsbeanspruchung k_b. (Für Gußeisen $k_b \gtreqless 300$ kg/qcm, je nachdem Stoßwirkungen zu berücksichtigen sind.)

In der Praxis findet man meist Sperräder mit 8 bis 12 Zähnen.

b) Klemmgesperre.

Die durch Reibung wirkenden Klemmgesperre haben vor Zahngesperren den Vorzug geräuschlosen Ganges. Sie lassen sich, wie die letzteren, für äußeren, inneren und seitlichen Eingriff herstellen; als Hemmung für Windentriebwerke haben sie nur wenig Anwendung gefunden.

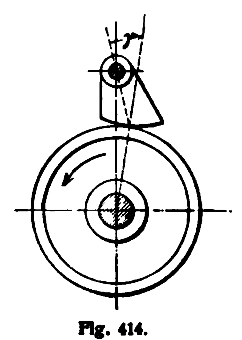


Fig. 414.

Ist μ der Reibungskoeffizient, so sperrt sich das Rad für die Drehung des in Fig. 414 ersichtlichen Pfeiles, sobald

$$\operatorname{tg} \gamma < \mu.$$

Für $\mu = 0{,}1$ bis $0{,}15$ folgt $\gamma = 5^0$ bis höchstens 8^0.

Zur Vermeidung dieses kleinen Winkels, der unter Umständen eine rückläufige Bewegung des Sperrades verhindert, benutzt man Keilnuteneingriff.

Bezeichnet α den halben Keilnutenwinkel, so ist nach Gl. 14 (S. 144)

$$\operatorname{tg} \gamma < \frac{\alpha}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha},$$

so daß z. B. für $\alpha = 15^0$ und $\mu = 0{,}1$ bis $0{,}15$

$$\operatorname{tg} \gamma < 0{,}28 \text{ bezw.} < 0{,}375.$$

Hiernach würde $\gamma = 15^0$ zulässig sein und bei ganz trocken gehaltenen Klemmgesperren γ bis etwa 20^0 anwachsen können.

B. Bremswerke.

Der zur vollständigen oder teilweisen Vernichtung der Bewegungen einer Hebemaschine erforderliche Bremswiderstand kann durch gesteuerte Bremsen oder durch selbsttätige Bremsen hervorgebracht werden.

a) Gesteuerte Bremsen.

Man unterscheidet

Backenbremsen,
Kegelbremsen und
Bandbremsen.

Zu diesen einfachen Bremsen, die unmittelbar von Hand, zuweilen auch durch mechanische oder elektrische Zwischenglieder und Spannmittel ein- und ausgerückt werden, kommen noch verschiedene Arten gekuppelter Sperr- und Bremswerke, die als Sperradbremsen und Sicherheitskurbeln bezeichnet werden.

1. Einfache Bremsen

α) Backenbremsen.

Bezeichnet

K den Druck am Bremshebelgriffe in kg,
P die Bremskraft am Umfange der Bremsscheibe in kg,
D den Backendruck in kg,
μ den Reibungskoeffizienten,

so ist, unter Bezugnahme auf Fig. 415 (abgesehen von Zapfenreibungen),

$$K a = D b \pm \mu D c = D (b \pm \mu c),$$

worin das obere Zeichen für die gezeichnete Drehrichtung (Linksdrehung), das untere Zeichen für die entgegengesetzte Drehrichtung (Rechtsdrehung) gilt.

Da

$$\mu D \geqq P \text{ oder } D \geqq \frac{P}{\mu}$$

sein muß, folgt

$$K a \geqq \frac{P}{\mu} (b \pm \mu c),$$

demnach

$$K \geqq P \frac{b}{a} \left(\frac{1}{\mu} \pm \frac{c}{b} \right).$$

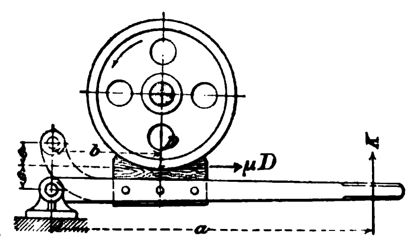


Fig. 415.

Die Gleichung zeigt, daß K um so kleiner ausfällt, je kleiner P ist; deshalb sind Bremsscheiben möglichst auf der Antriebwelle oder, wenn diese verschiebbar, auf der nächsten Vorlegewelle anzuordnen.

Für $\frac{b}{c} = \mu$ wird bei rechts umlaufender Bremsscheibe $K = o$ und für $\frac{b}{c} < \mu$ wird K negativ, d. h. die Bremse wirkt selbsttätig. Man nimmt jedoch stets das Verhältnis $\frac{b}{c}$ etwas größer als μ.

Für die in Fig. 415 punktiert gezeichnete Lagerung des Bremshebels wird $c = -c$, also

$$K \geqq P \frac{b}{a} \left(\frac{1}{\mu} \mp \frac{c}{b} \right).$$

In diesem Falle findet bei links umlaufender Bremsscheibe für $\frac{b}{c} < \mu$ ebenfalls selbsttätige Bremsung statt.

Für $c = o$ bleibt die Umfangsreibung der Bremsscheibe ohne Einfluß auf den Bremshebel. Dies ist für rechts- und linksgängig zu bremsende Wellen beachtenswert.

Der Reibungskoeffizient kann für Holz und Leder auf Eisen, trockene Flächen vorausgesetzt, $\mu \leqq 0{,}5$ und für Eisen auf Eisen $\mu = 0{,}18$ bis $0{,}25$ (mit zunehmender Geschwindigkeit abnehmend) gesetzt werden.

Liegt der Bremshebel **oberhalb** der Scheibe, so sind, um ein Schleifen der Bremsbacke auf dieser beim Lastaufwinden zu verhüten, **Gegengewichte** erforderlich. Die einseitige Belastung der Bremswelle läßt sich beseitigen, sobald statt einer Backe zwei diametral gegenüber liegende Backen angeordnet werden, deren Anpressung an die Bremsscheibe durch eine Schraubenspindel mit Rechts- und Linksgewinde oder dergl. geschieht.

Bei den sog. **Magnetbremsen** steht der Bremshebel mit dem Anker eines Elektromagneten in Verbindung (s. unt. „**Elektrotechnik**").

Ein bei Stromunterbrechung freigegebenes Gewicht bewirkt hier das **Schließen** der Bremse. Zuweilen wird mittels des vom Betriebsstrom erregten Elektromagneten ein **Öffnen** der für gewöhnlich geschlossenen Bremse herbeigeführt.

Die Bremswirkung kann bei Anwendung des **Keilnuteneingriffes** erheblich gesteigert werden. In diesem Falle ist statt μ der Wert $\frac{\mu}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}$ in die obigen Gleichungen einzusetzen (vergl. S. 144).

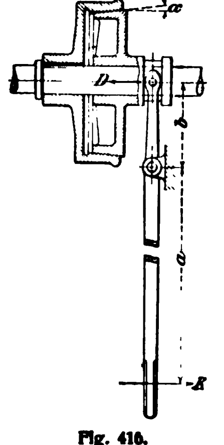


Fig. 416.

β) Kegelbremsen.

Die Kegelbremsen finden als Zubehörstücke von Sicherheitskurben Verwendung; als selbständige Bremsen werden sie selten benutzt. Ihre Bauart entspricht derjenigen der Kegelkupplungen, nur daß der verschiebbare Vollkegel durch seine Verbindung mit dem Einrückhebel gegen Drehung abgestützt ist.

Mit den bisherigen Bezeichnungen und unter Bezugnahme auf Fig 416 ist

$$K \geqq P \frac{b}{a} \frac{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}{\mu}.$$

Der Kegelwinkel α ist etwa 15° zu wählen.

γ) Bandbremsen.

Die Bremswirkung erfolgt hier durch ein eisernes oder stählernes Band, das durch ein Hebelwerk fest um den Umfang der Bremsscheibe gespannt wird.

Fig. 417 zeigt die gewöhnliche Anordnung einer **einfachen** Bandbremse.

Bedeutet außer den vorstehenden Bezeichnungen

S_1 die Spannung im auflaufenden Trum,
S_2 „ „ „ ablaufenden „
b_1 den Hebelarm der Spannung S_1 (bezogen auf den Hebeldrehpunkt),
α den vom Bremsband umspannten Bogen,
μ den Reibungskoeffizienten,
e die Grundzahl der natürlichen Logarithmen,

so ist nach den Gesetzen der Gurtreibung auf Rollenumfängen (vergl. S. 149)

$$S_1 = S_2 \, e^{\mu\alpha},$$

ferner

$$P \leqq S_1 - S_2 \leqq S_2 (e^{\mu\alpha} - 1).$$

Da $K = S_1 \frac{b_1}{a}$, folgt

$$K \geqq P \frac{b_1}{a} \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad . \quad 71$$

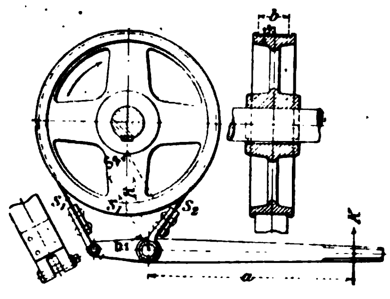


Fig. 417.

Für die Berechnung des **Bremsbandes** ist die größte Spannung S_1 zugrunde zu legen.

Bezeichnet
- s die Dicke des Bremsbandes in cm,
- b die Breite des Bremsbandes in cm,
- k_z die zulässige Zugspannung des Bremsbandes — etwa 600 bis 800 kg/qcm —

so ist

$$b\,s = \frac{P}{k_z} \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Man wählt s nicht über 0,3 bis 0,4 cm und $b \gtreqless 8$ cm.

Für den **Durchmesser der Bremsscheibe** genügt in den meisten Fällen 20 bis 40 cm.

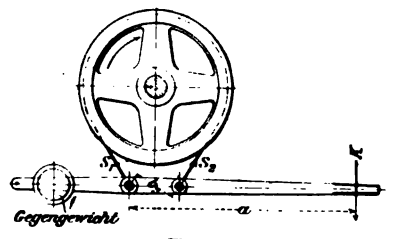


Fig. 418.

Der Wert $e^{\mu\alpha}$ ist für $\mu = 0{,}18$ und für verschiedene Werte von $\alpha : 2\pi$ aus der nachstehenden Tabelle zu entnehmen.

$\alpha : 2\pi =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$e^{\mu\alpha} =$	1,12	1,25	1,40	1,57	1,76	1,97	2,21	2,47	2.77

Die Befestigung des Bremsbandes am Hebel geschieht durch Charniere und Bolzen; letztere werden durch die Spannkraft S_1 bezw. durch die Resultante R von S_1 und S_2 auf Biegung beansprucht.

Wird nicht das auflaufende, sondern das ablaufende Trum durch den Hebel gespannt (Fig. 418), so ist

$$K = \frac{S_2 \, b_2}{a} = \frac{P \, b_2}{a} \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Die Bremskraft K fällt in diesem Falle kleiner aus als vordem; der umgekehrte Fall ergibt dagegen ruhigere Bremswirkung. Um ein Schleifen des Bandes auf dem Umfange der Bremsscheibe beim Lastaufwinden zu verhüten, ist ein Gegengewicht angeordnet.

Eine beliebige Verkleinerung der Bremskraft läßt sich mittels der **Differentialbremse** (Fig. 419 und 420) erreichen.

Es ist hier

$$K \geqq \frac{S_2 b_2 - S_1 b_1}{a} \geqq \frac{P}{a} \frac{b_2 - b_1 e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Für $b_2 = b_1 e^{\mu\alpha}$ wird $K = o$, d. h. die Bremse wirkt, sobald das Bremsband anliegt, selbsttätig; sie wirkt als Klemmgesperre sobald $\frac{b_2}{b_1} < e^{\mu\alpha}$.

Es empfiehlt sich auch hier, die Verhältnisse so zu wählen, daß keine selbsttätige Sperrung der Bremse eintritt. Man nimmt deshalb

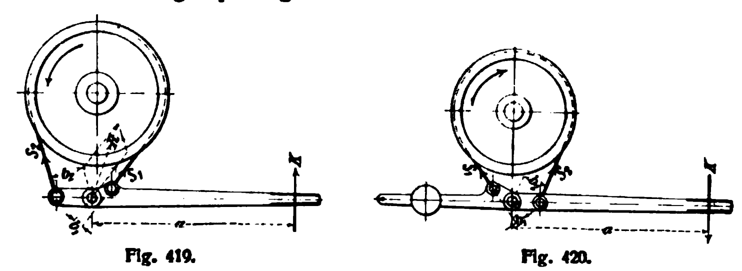


Fig. 419. Fig. 420.

b_2 stets etwas größer als $b_1 e^{\mu\alpha}$. (Für den häufig vorkommenden Fall $e^{\mu\alpha} = 2,21$ — entsprechend $\alpha : 2\pi = 0,7$ — kann $b_2 = 2,5\ b_1$ bis $3\ b_1$ gesetzt werden.)

Die Differentialbremse wirkt nur für eine bestimmte Umlaufrichtung der Bremsscheibe günstig. Für wechselnde Umlaufrichtungen der letzteren eignet sich die Fig. 421 ersichtliche Bandbremse, bei der die Bremskraft K für beide Richtungen gleich groß ausfällt.

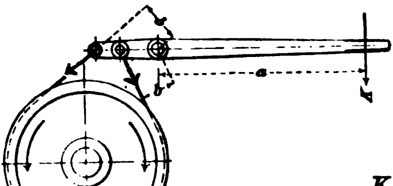


Fig. 421.

Mit den bisherigen Bezeichnungen wird für $b_1 = b_2$ (allgemein $= b$)

$$K \geqq \frac{P\,b}{a} \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 72$$

Diese Gleichung zeigt, daß K größer ausfällt als bei der einfachen Bandbremse, selbst wenn diese in der ungünstigsten Richtung umläuft, d. h. das auflaufende Band durch den Hebel gespannt wird.

Es ist für diesen Fall (mit $e^{\mu\alpha} = 2,21$) nach Gl. 71

$$K \geqq 1,83\ P \frac{b}{a},$$

während nach Gl. 72

$$K \geqq 2,65\ P \frac{b}{a}$$

wird.

Zuweilen werden die Bremsbänder behufs Erzielung eines größeren Reibungswiderstandes mit Holzklötzen belegt.

Fig. 423 (S. 448) zeigt diese Ausführung an einer Sperradbremse der Duisburger Maschinenfabrik J. Jäger in Duisburg.

Derartige Bremsen werden als Gliederbremsen bezeichnet.

2. Sperradbremsen.

Während bei den bisher besprochenen Bremsen die teilweise oder vollständige Vernichtung der Lasttriebkraft durch Schließen der Bremse bewirkt wird — diese im Ruhezustande sonach ungespannt bleibt und das Sinken der Last gestattet —, läßt sich die Anordnung auch so treffen, daß letzteres erst nach Lösen der durch Gewichts- oder Schraubendruck stets gespannten Bremse eintritt.

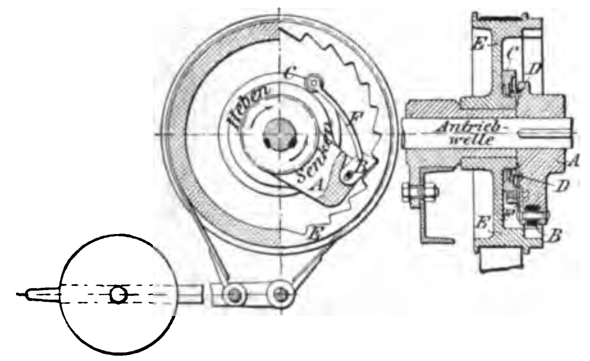


Fig. 422.

Zu dem Zwecke sitzt die Bremsscheibe lose drehbar auf einer Welle des Triebwerks und wird für den Rücklauf durch ein einseitig wirkendes Gesperre gekuppelt. Damit das Klappern der hierzu gehörigen Klinken beim Lastaufwinden in Wegfall kommt, sind häufig solche Sperradbremsen noch mit einem besonderen Reibzeug zum selbsttätigen Ein- und Ausschalten der Klinken versehen.

In Fig. 422 ist eine geräuschlose Sperradbremse nach Ausführung von Gebr. Weißmüller in Frankfurt a. M.-Bockenheim dargestellt. Die Bremsscheibe E sitzt lose auf einem entsprechend verlängerten Lager der Antriebwelle und wird mittels Bremsbandes, Hebels und angehängten Gewichtes stets gebremst erhalten. Auf der Antriebwelle festgekeilt ist die Kurbel A mit der Klinke B; letztere greift in die Zähne der auf der Innenseite als Sperrad ausgebildeten Bremsscheibe und ist durch eine Zugstange F mit dem losen Schleifring C verbunden, dessen seitliche Anpressung gegen die Bremsscheibe E durch eine Feder D bewirkt wird. Beim Aufwinden wird der Schleifring durch die festgestellte Bremsscheibe zurückgehalten und die Klinke ausgehoben; die umgekehrte Drehrichtung stellt durch die alsdann stützend wirkende Kuppelstange den Eingriff der Sperrzähne wieder her.

Fig. 423 zeigt eine geräuschlose Sperradbremse der **Duisburger Maschinenfabrik J. Jäger in Duisburg**[1].

Zum Ein- und Ausrücken der auf Bolzen des Zahnrades R_2 drehbar befestigten beiden Klinken a dient ein in der ausgedrehten Nut c der innen verzahnten Bremsscheibe liegender Schleifring b. Derselbe wird beim Lastaufwinden — entsprechend dem Sinne des Fig. 423 ersichtlichen Pfeiles — durch die festgestellte Bremsscheibe zurückgehalten und dreht mittels der gleichfalls zurückbleibenden Bolzen e die Sperrklinken a, bis diese an die Stifte d anschlagen, worauf der Ring mit herumgenommen wird. Die umgekehrte Drehrichtung des Zahnrades R_2

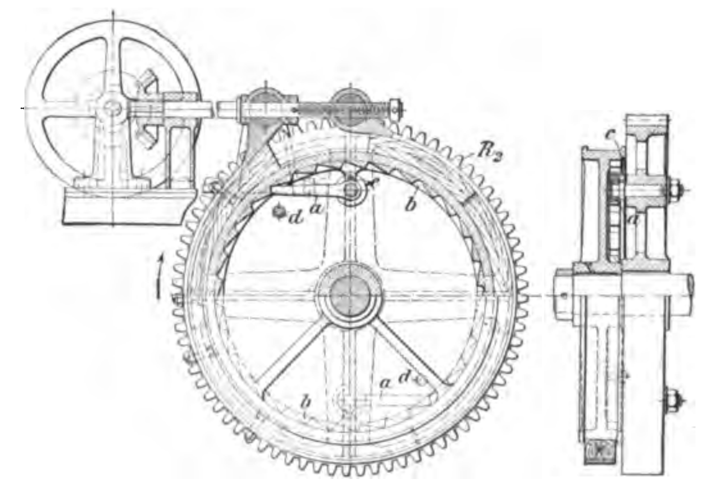


Fig. 423.

bewirkt in ähnlicher Weise das Einlegen der Sperrklinken und damit den weiteren Rücklauf bis zum Lüften des mit Ulmenholzklötzen belegten Bremsbandes. Letzteres sitzt mit dem einen Ende auf einer festen Welle, mit dem anderen auf einer Schraubenspindel, die mittels konischer Räder von einem Handrade (Kettenrade) aus gedreht wird[2].

3. Sicherheitskurbeln.

Derartige Kurbeln bleiben beim Rücklaufe der Winde stehen und hindern den Lastniedergang selbsttätig, bis durch Rückwärtsdrehung der Kurbel eine in das Triebwerk eingeschaltete Reibungskupplung so weit gelöst wird, daß sie nur noch als Bremse wirkt.

---

[1] Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, 1898, S. 823.

[2] Auf gleicher Grundlage beruhen die Klinkenauslegungen der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetmann, von Mohr & Federhaff in Mannheim u. a. S. auch Z. d. V. d. I. vom 20. Februar 1904 S. 270 (Fig. 7 u. 8).

Bei der Fig. 424 ersichtlichen Sicherheitskurbel von Gebr. Weißmüller sitzen Lastantrieb A und Bremstrommel B lose auf der Kurbelwelle C. Mit der letzteren fest verbunden ist die den Mitnehmerzapfen E tragende Muffe D, auf der sich lose die Sperrscheibe F dreht, die beim Senken der Last durch eine Klinke festgestellt wird. An der Scheibe F sind die Zapfen G und J zur Aufnahme der als Kupplungszaum dienenden Ringfeder H bezw. des doppelarmigen Spannhebels K befestigt.

Beim Drehen der Kurbel im Sinne des Pfeiles a wird die Feder H durch den in den Spannhebel K eingreifenden Mitnehmerzapfen E nach außen gedrängt und das Triebwerk gekuppelt.

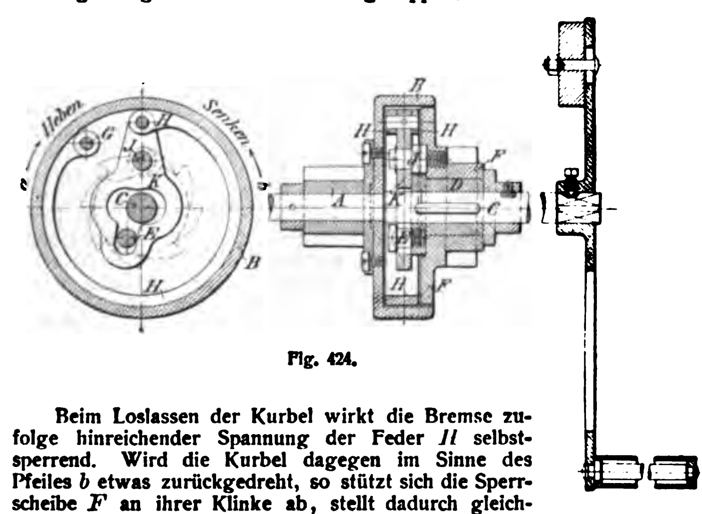


Fig. 424.

Beim Loslassen der Kurbel wirkt die Bremse zufolge hinreichender Spannung der Feder H selbstsperrend. Wird die Kurbel dagegen im Sinne des Pfeiles b etwas zurückgedreht, so stützt sich die Sperrscheibe F an ihrer Klinke ab, stellt dadurch gleichzeitig den Hebeldrehzapfen J fest und vermittelt das Lüften des Kupplungszaumes.

Gebr. Bolzani in Berlin benutzen als Kupplung zwischen Kurbel und Triebwerk mit Leder besetzte Reibungsscheiben. Die als Elastik-Bremskupplung bezeichnete Vorrichtung ist in Fig. 425 dargestellt.

Beim Lastaufwinden schraubt sich die Kurbel e gegen die Scheibe d; diese, durch Nasen d_1 oder dergl. mit dem Bremscylinder b gekuppelt, wirkt gegen die auf der Welle verschiebbaren Reibungsscheiben und zwar auf die letzteren mittels der zwischenliegenden Feder i. Die Scheibe h_1 drückt gegen den ebenen Boden des Bremscylinders b und schließlich gegen einen Ansatz der Welle a, deren Mitnahme erfolgt, sobald der Reibungsschluß dem Lastmoment entspricht. Der Rücklauf der Last wird durch die am Bremscylinder b angegossenen Sperrzähne b_1, zwischen welche die Klinke c greift, verhindert. Ein Sinken der Last erfolgt, sobald die Reibungswiderstände beim Drehen der Kurbel im entsprechenden Sinne vermindert werden. Beim Loslassen der Kurbel findet wieder sofortige Bremswirkung statt.

Eine Bremskupplung für Sicherheitskurbeln der Maschinenfabrik Gauhe, Gockel & Co. in Oberlahnstein a. Rh. zeigt Fig. 426. Es ist *a* die auf der Trommelwelle aufgekeilte Kupplungsscheibe, *b* ein lose auf dieser Welle drehbares Stirnrad und *c* ein mit *b* durch konzentrisch zur Welle gekrümmte Schienen *m* undrehbar verbundener, jedoch in achsialer Richtung beweglicher **Druckring**, dessen Verschiebung durch ein Stellzeug bewirkt wird. Dasselbe besteht aus drei an Bolzen *f* des Zahnrades hängenden Spannhebeln *e*, die mittels einer Druckmutter *k* in Tätigkeit gesetzt werden. Letztere führt sich auf der mit Außengewinde versehenen Nabenhülse *i* eines Handrades *h*, zwischen welches und den am Ende der Wellenverlängerung *g* sitzenden Stellring *n* — um einen elastischen und daher leicht regelbaren Bremsdruck herbeizuführen — eine kräftige Spiralfeder *o* eingeschaltet ist.

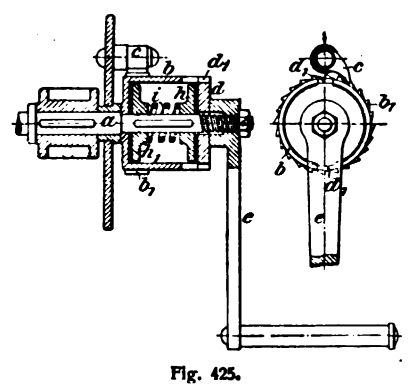


Fig. 425.

Durch Schließen des Stellzeuges mittels des Handrades *h* wird die Bremsscheibe zwischen Zahnrad und Druckring festgeklemmt, so daß sie

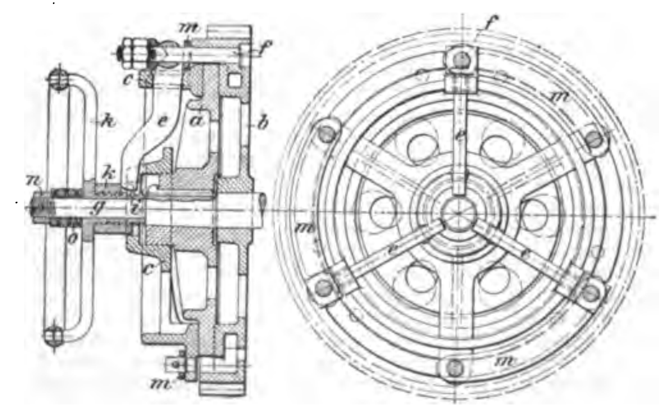


Fig. 426.

beim Lastheben samt ihrer Welle an der Drehung teilnimmt, während durch teilweises Lösen des Stellzeuges die Last dadurch gesenkt wird, daß bei gesperrt bleibendem Zahnrade die Bremsscheibe mit ihrer Welle frei umlaufen kann.

Damit die Mutter *k* an irgendwelcher Drehung verhindert wird, liegen die Enden der Hebel *e* in seitlichen Einschnitten derselben und anderseits in seitlichen Führungen am Druckringe.

b) Selbsttätige Bremsen [1].

In der Hauptsache unterscheidet man, soweit es sich um selbsttätige mechanische Bremsen handelt, Schleuderbremsen und Drucklager- oder Senksperrbremsen Die Wirksamkeit der Schleuderbremsen beschränkt sich auf die eines Geschwindigkeitsreglers für die sinkende Last. Man benutzt hierbei den Rücklauf des Windenräderwerkes, um bewegliche Klötze oder belastete Hebel durch

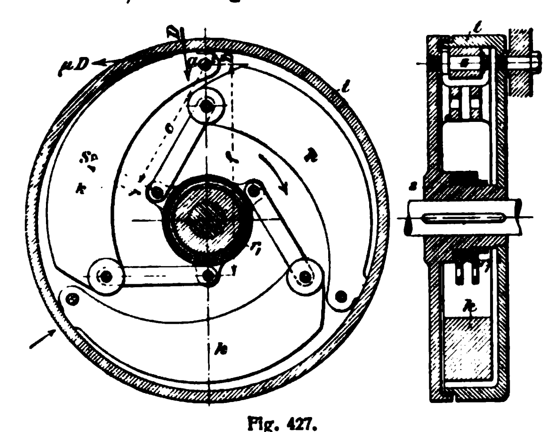


Fig. 427.

ihre Centrifugalkraft zum Ausschlag zu bringen und mit ihnen an einer ruhenden Scheibe einen Bremswiderstand zu erzeugen. In beiden Fällen ist für eine bestimmte Ausführung der jeweilige Bremswiderstand von der Umdrehungszahl der Bremswelle abhängig.

Bei der zweiten Gruppe der selbsttätigen mechanischen Bremsen — den Drucklager- oder Senksperrbremsen — wird zumeist der Widerstand, den die Last beim Anheben dem Windentriebwerk entgegensetzt, zum Schließen einer Reibkupplung benutzt, derart, daß die eine Hälfte derselben mittels eines einseitig wirkenden Sperrwerkes an der umgekehrten Drehrichtung gehindert, die gehobene Last infolgedessen frei schwebend festgehalten wird, wohingegen das Senken einen äußeren Antrieb verlangt, der den Reibungswiderstand der nunmehr als Bremse wirkenden Kupplung überwindet.

Die unter dem Namen „Geschwindigkeitsbremse“ bekannte Schleuderbremse von E. Becker zeigt Fig. 427.

---

[1] Vergl. „Kritik der neueren Senksperrbremsen“ von Ad. Ernst (Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1081).

Die Drehzapfen z der sichelförmig gestalteten Bremsklötze k sitzen seitlich in einer mit der Bremswelle fest verbundenen Scheibe s. Für die Wirkung der Klotzfliehkraft als Bremsdruck kommt das Verhältnis $\frac{a}{c}$, d. h. dasjenige des Abstandes der Mittellinie der den Bremswiderstand am Umfange der festen Trommel t erzeugenden Druckflächen der Klötze zum Abstande des Schwerpunktes S derselben von den Drehzapfen z als Hebelübersetzung in Betracht.

Die Bremsklötze sind behufs gegenseitiger Ausgleichung ihrer Gewichte mittels Hängeschienen an eine lose auf der Scheibennabe drehbare Rotgußbüchse angeschlossen. Die in der letzteren liegende flache Spiralfeder ist mit einem Ende im inneren Umfange der Büchse, mit dem anderen in der Scheibennabe derart festgeklemmt, daß sie die Klötze vom Umfange der Bremstrommel abzieht, um damit unzeitige Bremswiderstände beim Aufwinden der Last und während mäßiger Rücklaufgeschwindigkeiten zu hindern. Durch entsprechende Drehung der Büchse läßt sich die Federspannung verstärken oder abschwächen.

Bezeichnet noch

D den Druck eines Bremsklotzes gegen den Trommelumfang bei der größten Umdrehungszahl n der Bremswelle,
μ den Reibungskoeffizient der Gleitflächen,
b den Hebelarm der Klotzreibung μD in bezug auf seinen Drehzapfen,
F den Entlastungszug der Federspannung für einen Bremsklotz,
f den Hebelarm dieses Federzuges in bezug auf den Drehzapfen z,
G das Gewicht eines Bremsklotzes,
r den Abstand des Bremsklotzschwerpunktes von der Wellenmitte in m,
g die Fallbeschleunigung = 9,81 m,

so bestimmt sich die Fliehkraft eines Bremsklotzes durch

$$\frac{G\,4\,r^2\,\pi^2\,n^2}{g\,r\,60\cdot 60} = \frac{G}{g}\,\frac{4\,r\,\pi^2\,n^2}{60\cdot 60}.$$

Für Rechtsdrehung der Bremse gilt

$$D\,a + \mu\,D\,b + F\,f = \frac{G}{g}\,\frac{4\,r\,\pi^2\,n^2\,c}{60\cdot 60} \sim \frac{G\,r\,n^2\,c}{900}.$$

Ist $3\,P$ der von der sinkenden Last herrührende Umfangswiderstand der Bremstrommel, so muß für den gleichförmigen Lastniedergang für jeden der drei Bremsklötze $\mu\,D \geqq P$ sein; hiermit folgt

$$P\left(\frac{a}{\mu} + b\right) + F\,f = \frac{G\,r\,n^2\,c}{900}$$

und

$$G \geqq \left[P\left(\frac{a}{\mu\,c} + \frac{b}{c}\right) + F\,\frac{f}{c}\right]\frac{900}{r\,n^2}.$$

Das Verhältnis $\frac{a}{c}$ läßt sich ohne Schwierigkeit in den Grenzen $^1/_8$ bis $^1/_{12}$ halten.

Die Schleuderbremse kann, wenn man zum Antreiben eine durch den Lastrücklauf mit dem Triebwerk gekuppelte Sperradscheibe benutzt, während des Lastaufwindens vollständig ausgeschaltet werden (vergl. „Konsolwinden" von E. Becker).

Zu einer elektrisch betriebenen Laufwinde mit Stirnrädervorgelege von 3800 kg Tragfähigkeit gehört die Fig. 428 und 429 ersichtliche Drucklagerbremse der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, Abteilung Unruh & Liebig in Leipzig.

Die beiden aus geschmiedetem Stahl gefertigten Sperräder *a* und *b* mit versetzter Teilung sitzen lose auf den Naben zweier durch Kupferniete miteinander verbundenen Scheiben *s* und *t* aus Phosphorbronze und zwischen den aus gleichem Material hergestellten Klemmkuppelscheiben *d* und *c* einer Welle *f*, die durch ein Stirnrädervorgelege mit Rohhauttrieb von dem Elektromotor der Winde angetrieben wird. Kuppelscheibe *c*, wie auch die Zwischenscheiben *s* und *t* greifen über den vierkantig gehaltenen Teil der Welle *f*, so daß sie gezwungen sind, die Drehung derselben mitzumachen; erstere stützt sich hierbei mit ihrer rechtsseitigen Nabe gegen einen festen Wellenbund. Die Muffenscheibe *d* ist mit dem Ritzel für den Antrieb der nächsten Vorgelegewelle zusammengegossen und mit einem dem dreigängigen Flachgewinde der Welle entsprechenden Muttergewinde versehen. Das auf der Welle *f* sitzende Zahnrad trägt noch einen Scheibenkranz mit eingedrehter Ringnut, in welche der zweiteilige Stellzaum *i* der Sperrklinke *g* zu liegen kommt, dessen Reibungsschluß durch einen Klemmbolzen *h* mit untergelegten Spiralfedern nach Bedürfnis eingestellt werden kann und mittels Lenkschiene *m*, Hebels *n* und Bolzen *o* die Klinke *g* selbsttätig ein- und auslegt.

Beim Lastheben wird das Ritzel *d* bis zum Schluß der Reibkupplung nach rechts geschraubt und gleich im Beginne der Bewegung die Sperrklinke *g* durch den Reibungsschluß ihres Steuerzaumes mittels der Lenkschiene *m* u. s. w. nach außen gedrängt. Sobald man den Motor abstellt, sucht sich die Welle unter dem Einflusse der Last rückwärtszudrehen Die kleine hierbei im Sinne der Lastsenkung eintretende Bewegung führt die Sperrklinke durch den Stellzaum selbsttätig in die Eingrifflage zurück und hindert das weitere Sinken der Last, die ihrerseits das Spannwerk der Kupplung geschlossen hält.

Beim Senken des unbelasteten Lasthakens wird die Senksperrbremse durch die Trägheit und Reibungswiderstände der Seiltrommel mit zugehörigem Rädervorgelege ganz gelöst. Das mit steilgängigem Gewinde und zwei Zahnklauen versehene Ritzel schraubt sich dann so weit von den Reibscheiben, bis dasselbe an dem ebenfalls mit Klauen versehenen Stellring *p* seine Begrenzung findet, wobei die Zahnklauen ein Festklemmen wirksam verhindern. Zum genauen Anhalten der Last wird in der Regel noch eine zweite, elektrisch lösbare Holzbandbremse angeordnet.

Bei umgekehrtem Antriebe der Welle — durch Umsteuern des Motors zum Senken der Last — sucht die Druckschraube die Kupplung zu lüften, weil ihr Reibungsschluß und die Sperrklinke anfänglich die Drehung des gegen die Sperrscheiben wirkenden Ritzels *d* hindern und ihm nur das lineare Ausweichen nach links gestatten. Sobald aber die Lüftung so weit geht, daß die Ritzelscheibe *d* unter der Einwirkung des Lastzuges selbsttätig vorzueilen beginnt, wirkt diese relative

Drehung sofort wieder im Sinne des Zusammenschraubens der Kupplung und bringt die Last wieder unter die Gewalt der Brems- und Sperr-

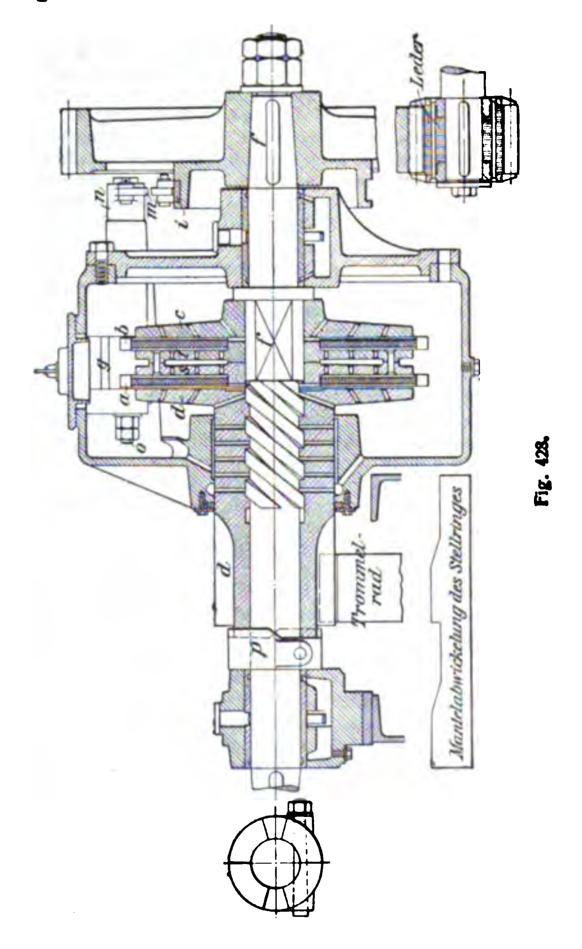


Fig. 428.

wirkung, bis sich durch den fortgesetzten Rücklauf des Motors das Lüftspiel aufs neue wiederholt.

Damit der durch den Widerstand der Last beim Anheben in der Kupplung erzeugte Reibungsschluß auch genügt, um die schwebende Last festzuhalten, laufen die mit je acht radialen Schmiernuten versehenen beiden Sperräder in einem mit Öl angefüllten geschlossenen

Gehäuse. Das Öl wird bei der Drehbewegung der Bremse an den Seitenwänden des Gehäuses hochgeschleudert und gezwungen, seinen

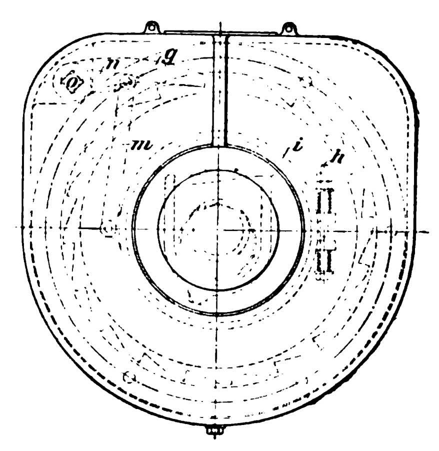


Fig. 429.

Weg durch die Lager zu nehmen, wodurch eine gleichmäßige Schmierung der Druckschraube und eine unveränderte Größe der Reibungskoeffizienten für beide in Betracht kommenden Momente, also eine sichere Selbsthemmung gewährleistet ist.

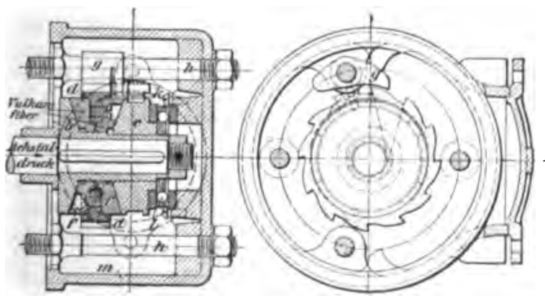


Fig. 430.

Die bei Motor-Laufwinden mit Schneckenvorgelege Verwendung findende Drucklagerbremse der Benrather Maschinenfabrik A.-G. ist, wie Fig. 430 erkennen läßt, in Verbindung mit einem Kugelstützlager *l* am Ende der Schneckenwelle in einer ebenfalls geschlossenen, mittels Bolzen *h* gegen das Schneckengehäuse geschraubten Büchse *m* eingebaut und besteht aus zwei achsial gegeneinander ver-

schiebbaren Reibscheiben *b* und *c* mit zwischenliegender, außen verzahnter Sperrscheibe *d*, die beiderseits mit kegelförmig ausgedrehten starken Vulkanfiberplatten *f* verbunden ist. Die Sperrscheibe wird durch die zugehörige Klinke *g* gehindert, an der Drehung im Sinne des Lasthakens teilzunehmen, und hält durch ihre Sperrbremswirkung auf die Gegenscheiben *b* und *c*, die gehobene Last freischwebend fest, bis der Motor im Sinne des Senkens in Tätigkeit gesetzt wird und diesen Widerstand überwindet. Die Senkgeschwindigkeit der Last steht also in vollkommen zwangläufiger Abhängigkeit von der Motorgeschwindigkeit und damit von der elektrischen Anlaß-Steuervorrichtung. Der Arbeitsaufwand zum Senken bleibt in einem festen Verhältnis zur Hubarbeit für die gleiche Last, weil der Anpressungsdruck der Bremse der Last proportional ist.

Die auf einem der Bolzen *h* sitzende Sperrklinke arbeitet auch hier geräuschlos mit Selbststeuerung durch einen Klemmzaum *k* aus Federstahl, der sich mit kleinen Lederplättchen in der Ringnut des Druckstückes *c* genügend fest anpreßt, um den mit einem Zapfen angekuppelten Steuerarm der Klinke *g* im Sinne der Drehung von *c* durch den Reibungsschluß mitzunehmen und in bekannter Weise die Klinke beim Lastaufwinden vom Sperrade zu entfernen, im Beginn einer angestrebten Rückwärtsdrehung aber sofort einzulegen.

Zufolge der Ölfüllung des Bremsgehäuses bezw. des dadurch dauernd unverändert erhaltenen Reibungskoeffizienten läßt sich auch mittels dieser Bremse eine vollkommen zwangläufige Senkgeschwindigkeit erreichen (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 1045).

Die zuerst von E. Becker in Berlin mit durchschlagendem Erfolg für Schraubenflaschenzüge benutzte grundlegende Konstruktion einer Drucklagerbremse findet sich unter „Flaschenzüge“ (S 463) beschrieben.

Fünfter Abschnitt.

Arbeitsmaschinen.

I. Lasthebemaschinen[1]).

Allgemeines.

Bezeichnet

Q die Nutzlast,

P die wirkliche Triebkraft, d. h. die zum Heben der Last Q und der hierbei in der Maschine auftretenden schädlichen Widerstände erforderliche Kraft,

P_0 die ideelle Triebkraft, d. h. die zum Heben der Last Q ohne Berücksichtigung etwaiger Widerstände erforderliche Kraft,

so nennt man das Verhältnis der ideellen zur wirklichen Triebkraft den **Wirkungsgrad** (das Güteverhältnis) einer Maschine und bezeichnet denselben mit η, so daß

$$\eta = \frac{P_0}{P}.$$

Der Wirkungsgrad einer zusammengesetzten Maschine ist gleich dem Produkt aus den Wirkungsgraden ihrer einzelnen Getriebe.

Stehen n einfache Getriebe, deren Wirkungsgrade $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \ldots . \eta_n$ sein mögen, miteinander im fortlaufenden Eingriffe, so ist der Gesamtwirkungsgrad der Maschine

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \ldots . \eta_n.$$

Bedeutet

h die Hubhöhe der Last Q in m,

s den während des Lasthubes zurückgelegten Weg der treibenden Kraft P in Richtung der Kraft,

$W_1, W_2 \ldots .$ die schädlichen Widerstände der Maschine,

$w_1, w_2 \ldots .$ die Wege, auf denen dieselben in Richtung der Widerstände wirksam sind,

so folgt für den Beharrungszustand der Maschine

$$P s = Q h + W_1 w_1 + W_2 w_2 \ldots .,$$

$$\text{d. h. } P s = Q h + \Sigma W w.$$

---

[1]) S. Ad. Ernst, „Die Hebezeuge (Theorie und Kritik ausgeführter Konstruktionen)“, 4. Auflage, Berlin 1903, Julius Springer.

Es ist ferner

$$P_0 s = Q h; \; P_0 = Q \frac{h}{s};$$
$$P = \frac{P_0}{\eta} = \frac{1}{\eta} Q \frac{h}{s}.$$

Für den **Entwurf einer Maschine** ist der Wirkungsgrad derselben **im voraus** zu bestimmen.

A. Rollen.

Je nach der besonderen Anordnung finden die Rollen in Verbindung mit einem Seil oder einer Kette als **Leitrollen** oder als **Arbeitsrollen** zur Kraft- und Hubübersetzung Verwendung. Erstere werden bei fester Lagerung der Rollenachsen als **feste Rollen** (Fig. 431), letztere, sobald man das Rollenachsenlager beweglich anordnet, als **lose Rollen**, und zwar je nach der Größe der verfügbaren Triebkraft als **lose Lastrollen** (Fig. 432) oder als **lose Treibrollen** (Fig. 433), bezeichnet.

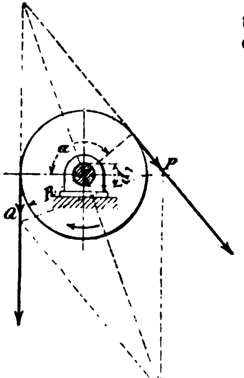


Fig. 431.

Der Wirkungsgrad der Rollen ergibt sich unter Berücksichtigung der Seilsteifigkeit bezw. der Kettenreibung und der Zapfenreibung.

Es bezeichne noch

- d den Seildurchmesser oder die Ketteneisenstärke (bezw. den Gelenkbolzendurchmesser) in cm,
- R den Halbmesser der Rolle in cm, gemessen bis Mitte Seil oder Kette,
- d_1 den Zapfendurchmesser der Rolle in cm,
- μ_1 den Koeffizienten der Zapfenreibung,
- α den Centriwinkel des umspannten Bogens,
- x das Verhältnis der Spannung im ablaufenden Trum zur Spannung im auflaufenden, d. h. bei **festen** Rollen

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} = x.$$

a) Feste Rollen (Fig. 431).

1. Hanfseilrollen.

Es ist allgemein

$$x = 1 + \frac{0{,}06\, d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin\frac{\alpha}{2}}{R} \text{ bis } 1 + \frac{0{,}12\, d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin\frac{\alpha}{2}}{R}.$$

Für **parallele Seilrichtungen** ist $\alpha = 180^0$, demnach

$$\frac{P}{Q} = x = 1 + \frac{0{,}06\, d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R} \text{ bis } 1 + \frac{0{,}12\, d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R} \quad . \quad 73$$

Man wählt

$$R = 4\, d, \; d_1 = 0{,}8\, d, \; \mu_1 = 0{,}08;$$

damit ergibt sich für

$d =$	1,6	2,6	3,6	4,6	5,2 cm
$\frac{P}{Q} = x =$	1,05 bis 1,08	1,05 bis 1,1	1,07 bis 1,12	1,09 bis 1,15	1,1 bis 1,17
$\eta = \frac{1}{x} =$	0,96 bis 0,94	0,95 bis 0,91	0,93 bis 0,89	0,92 bis 0,87	0,91 bis 0,85

2. Drahtseilrollen.

Für den Wirkungsgrad von Drahtseilen liegen ausreichend umfassende Versuche zurzeit noch nicht vor. A. Ernst ermittelte für Seile mit $d = 1{,}6$ bis 1,8 cm — aus je 6 Litzen zu 24 Drähten von 0,9 und 1 mm Dicke mit Hanfseilen in den Litzen sowie im Seilkern und entgegengesetzter Windung der Drähte und der Litzen hergestellt — bei $R = 30$ cm und $d_1 = 4$ cm im Mittel

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} = 1{,}04.$$

3. Kettenrollen.

Es ist allgemein

$$x = 1 + \frac{0{,}2\,d}{R} + \frac{\mu_1\,d_1 \sin\frac{\alpha}{2}}{R} \text{ bis } 1 + \frac{0{,}3\,d}{R} + \frac{\mu_1\,d_1 \sin\frac{\alpha}{2}}{R} \quad . \quad 74$$

Für den gewöhnlichen Fall $\alpha = 180^0$ wird

$$\frac{P}{Q} = x = 1 + \frac{0{,}2\,d}{R} + \frac{\mu_1\,d_1}{R} \text{ bis } 1 + \frac{0{,}3\,d}{R} + \frac{\mu_1\,d_1}{R} \quad . \quad . \quad 75$$

Man wählt

$$R = 10\,d,\ d_1 = 3\,d,\ \mu_1 = 0{,}08;$$

damit ergibt sich, unabhängig von d, je nach der Größe der Kettenreibung,

$$\frac{P}{Q} = x = 1{,}044 \text{ bis } 1{,}06 \text{ bezw.}$$

$$\eta = \frac{1}{x} = 0{,}96 \text{ bis } 0{,}94.$$

Für verzahnte Kettenrollen ist $x = 1{,}06$ bezw. $\eta = 0{,}94$ zu setzen.

b) Lose Rollen.

1. Lose Lastrollen (Fig. 432).

Für Hanfseilrollen ist

$$\eta = \frac{R + 0{,}06\,d^2}{R + 0{,}12\,d^2 + \mu_1\frac{d_1}{2}} \text{ bis } \frac{R + 0{,}03\,d^2}{R + 0{,}06\,d^2 + \mu_1\frac{d_1}{2}}.$$

Man wählt

$$R = 4\,d,\ d_1 = 0{,}8\,d,\ \mu_1 = 0{,}08;$$

damit ergibt sich für

$d =$	1,6	2,6	3,6	4,6	5,2 cm
$\eta =$	0,97 bis 0,98	0,96 bis 0,97	0,94 bis 0,97	0,93 bis 0,96	0,93 bis 0,96

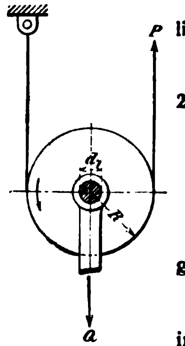


Fig. 432.

Für Kettenrollen von beliebiger Eisenstärke erhält man

$$\eta = 0{,}97 \text{ bis } 0{,}98.$$

2. Lose Treibrollen (Fig. 433).

Für Hanfseilrollen ist

$$\eta = \frac{R - \mu_1 \frac{d_1}{2}}{R + 0{,}06\,d^2} \text{ bis } \frac{R - \mu_1 \frac{d_1}{2}}{R + 0{,}03\,d^2}.$$

Für Kettenrollen kann wieder gesetzt werden

$$\eta = 0{,}97 \text{ bis } 0{,}98.$$

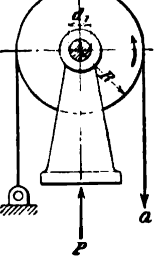
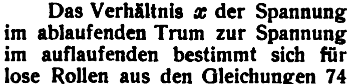


Fig. 433.



Das Verhältnis x der Spannung im ablaufenden Trum zur Spannung im auflaufenden bestimmt sich für lose Rollen aus den Gleichungen 74 und 75 wie für feste Rollen, da hierauf die feste Lagerung der Achse oder ihre auf- und absteigende Bewegung keinen Einfluß hat.

Man erhält dann

$$\text{für lose Lastrollen}\quad P = Q\,\frac{x}{1 + x} \quad \text{und}$$

$$\text{für lose Treibrollen}\quad P = Q(1 + x).$$

(Über die Ausführung der Rollen s. unter „VII. Maschinenteile zum Lastheben", S. 412 u. f.)

B. Flaschenzüge.

a) Gewöhnliche Rollenzüge.

Dieselben werden sowohl als selbständige Hebezeuge wie als Hilfstriebwerke in Verbindung mit Rädervorgelegen bei schweren Winden benutzt; sie bestehen, wie Fig. 434 ersichtlich, aus einem unteren und oberen Gehäuse a bezw. b — den sogenannten Flaschen oder Kloben — zur Aufnahme der losen bezw. festen Rollen, über welche nacheinander ein einziges, durch den ganzen Rollenzug fortlaufendes Seil oder eine Kette geführt wird.

Bezeichnet

n die Anzahl der Rollen (gerade oder ungerade, je nach der Befestigung des einen Seil- oder Kettenendes),

x die in den Gleichuugen 73 und 75 ermittelten Werte,

η den Wirkungsgrad des Rollenzuges,

so gilt für Lastrollenzüge, falls das Zugtrum von einer festen Rolle abläuft (Fig. 434)

$$\frac{P}{Q} = x^n \frac{x-1}{x^n-1}; \quad \eta = \frac{1}{n\,x^n}\,\frac{x^n-1}{x-1} \quad \ldots\ldots 76$$

	Hieraus folgt für $n =$ 4	5	6	7	8
Mittelwert für Ketten:	$x = 1{,}05$; $\eta = 0{,}88$	0,86	0,85	0,82	0,80
Mittelwert für Hanfseile	$x = 1{,}10$; $\eta = 0{,}80$	0,75	0,71	0,68	0,65
	$x = 1{,}15$; $\eta = 0{,}71$	0,66	0,62	0,58	0,54

Der Wirkungsgrad von Drahtseilflaschenzügen läßt sich für Rollen mit einem Durchmesser $D \geq 500\,d$ und Drahtdicken $d \leq 1$ mm aus der vorstehenden Gleichung 76 mit $x = 1{,}04$ und für $D = 400\,d$ aus dieser Gleichung mit $x = 1{,}06$ annähernd ermitteln.

In Fig. 406 (S. 439) hängt der Lasthaken bezw. der Hakenträger in einer Flasche mit 2 Drahtseilrollen; es verteilt sich hier die Last Q auf 4 Seile, deren Stärke somit für eine Belastung von je $\frac{Q}{4}$ zu berechnen ist.

Für den Durchmesser d der Rollenachse folgt, wenn l die Länge derselben bis zu den Auflagermitten bezeichnet,

$$\frac{Q\,l}{8} = 0{,}1\,d^3\,k_b, \text{ d. h. } d = \sqrt[3]{\frac{10\,Q\,l}{8\,k_b}}.$$

Die Biegungsbeanspruchung kann mit gleichzeitiger Rücksicht auf die erforderliche Beschränkung der spezifischen Nabenpressung für schmiedeiserne Achsen $k_b = 600$ kg/qcm genommen werden.

Die Hängeschienen sind an beiden Enden zur Aufnahme der Rollenachse bezw. der Zapfen des Hakenträgers verstärkt; sie werden außer auf Zug durch den schiefen Kettenzug noch auf Biegung beansprucht und deshalb zumeist stärker gehalten, als die vorzunehmende Berechnung auf Zug durch die Last Q ergibt.

Der gefährliche Querschnitt des Hakenträgers liegt in der Mitte. Bezeichnen h und b Höhe und Breite des rechteckigen Querschnittes, so gilt

$$\frac{Q\,l}{4} = \frac{b\,h^2}{6}\,k_b.$$

Die Biegungsbeanspruchung k_b darf hier auf 900 kg/qcm gesteigert werden.

Die Zapfen des Hakenträgers sind ebenfalls auf Biegung unter Berücksichtigung eines zulässigen Flächendruckes zu berechnen.

Zuweilen werden die Hängeschienen mit dem zugehörigen Hakenträger aus einem Stück hergestellt.

Als selbständige Hebezeuge verlieren die gewöhnlichen Rollenzüge insbesondere deshalb an

b
P
a
Q
Fig. 434.

Wert, weil sie keine Vorkehrungen zum Festhalten der schwebenden Last haben. Zwar sind solche Rollenzüge, um dies zu erreichen, mit selbsttätigen Sperrvorrichtungen — für die Lastsenkung zuweilen auch noch mit besonderen Bremsvorrichtungen — ausgestattet worden, doch finden sie mit diesen Verbesserungen nur selten Anwendung.

b) Selbsthemmende Flaschenzüge.

1. Differential-Flaschenzug von Weston.

Bei diesem Flaschenzug genügen, zufolge Anwendung einer Doppelrolle, die Widerstände der Ketten- und Zapfenreibung, um das Drehmoment der Last zu vernichten und die Selbsthemmung herbeizuführen. Der Zug besteht, wie Fig. 435 erkennen läßt, aus drei Rollen, von denen zwei mit verschiedenem Durchmesser und mit Umfangsdaumen zum Einlegen einer kalibrierten Kette fest miteinander verbunden und in der oberen Flasche gelagert sind, während die dritte Rolle mit glatter Umfangsnut in der unteren losen Flasche untergebracht ist.

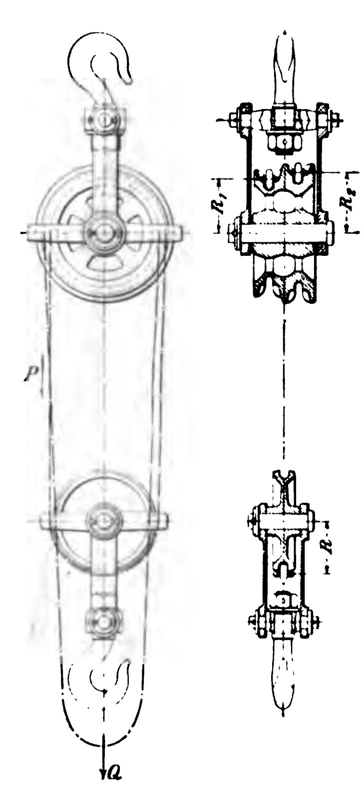


Fig. 435.

Bezeichnet

R_1 den Halbmesser der kleineren oberen Rolle,

R_2 den Halbmesser der größeren oberen Rolle,

R den Halbmesser der losen Rolle,

so ist zunächst das ideelle Übersetzungsverhältnis (P_0 s. S. 457)

$$\frac{P_0}{Q} = \frac{R_2 - R_1}{2 R_2} = \frac{1 - n}{2} = \varphi,$$

wenn $\frac{R_1}{R_2} = n$ gesetzt wird.

Unter Berücksichtigung der Zapfen- und Kettenreibung folgt die wirkliche Triebkraft P für das Heben der Last aus

$$\frac{P}{Q} = \frac{x^2 - n}{1 + x},$$

worin x den in Gl. 75 ermittelten Wert ($x = 1{,}044$ bis $1{,}06$) bezeichnet.

Hierfür läßt sich, wenn $x = 1 + \chi$ gesetzt wird, auch schreiben

$$\frac{P}{Q} = \frac{(1+\chi)^2 - (1-2\varphi)}{1+(1+\chi)} = \frac{\varphi + \chi\left(1+\frac{\chi}{2}\right)}{1+\frac{\chi}{2}} \sim \varphi + \chi,$$

so daß der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\varphi}{\varphi + \chi}.$$

Damit folgt für Kettenflaschenzüge, wenn $\chi = 0{,}06$ gesetzt wird, angenähert

für $n = \frac{R_1}{R_2} =$	$\frac{7}{8}$	$\frac{8}{9}$	$\frac{9}{10}$	$\frac{10}{11}$	$\frac{11}{12}$	$\frac{14}{15}$
$\varphi =$	0,0625	0,055	0,05	0,045	0,042	0,033
$\frac{P}{Q} =$	0,123	0,115	0,11	0,105	0,102	0,093
$\eta =$	0,51	0,48	0,45	0,43	0,41	0,36

Bei genauerer Rechnung ergibt sich — übereinstimmend mit den Ausführungen — der Wirkungsgrad noch etwa um 6% geringer.

Den Vorzügen der Westonschen Flaschenzüge stehen Nachteile gegenüber, die sich bei häufiger Benutzung mit voller Belastung sehr bald durch starken Verschleiß der kalibrierten Kettenglieder bemerkbar machen. Diese sind deshalb, um störende Dehnungen zu vermeiden, von vornherein möglichst schwach zu belasten.

2. Schraubenflaschenzug mit Drucklagerbremse von E. Becker in Berlin.

Der Fig. 436 ersichtliche Flaschenzug gestattet mit Verwendung steilgängiger Schnecken (mittlerer Steigungswinkel $\sim 20^0$) den Wirkungsgrad bis auf etwa 0,65 zu erhöhen, ohne dabei den Schutz gegen selbsttätigen Rücklauf zu vermindern. Die Last hängt an einer losen Rolle, deren Tragkette von einer Daumenrolle auf der Schneckenradwelle aufgenommen wird.

Die als Kegelkupplung ausgebildete Drucklagerbremse besteht aus einem Vollkegel, der beim Aufwinden der Last durch die Schneckenradwelle in einen Hohlkegel gepreßt wird. Der Zapfenansatz des letzteren dient hierbei als Stützzapfen, indem sich der Zapfenkopf durch den Achsendruck selbsttätig mit der Schnecke kuppelt. Der Rücklauf der schwebenden Last wird durch den Eingriff einer Sperrklinke in den außen verzahnten Kranz des Hohlkegels verhindert, der die Kupplung für den Rücklauf in eine selbsttätige Sperrbremse verwandelt und das Lastsenken nur durch äußeren Antrieb, unter Überwindung des überschüssigen Bremswiderstandes in der Kupplung, ermöglicht.

Bezeichnet

P den zum Antrieb erforderlichen Seilzug am Haspelrade vom Halbmesser a beim Lastheben,
K die Umfangskraft des Schneckenrades,
r den Halbmesser der mittleren Schraubenlinie,
$\mathfrak{r}$ den Halszapfenhalbmesser,

r_1 den mittleren Stützzapfenhalbmesser,
μ den Zapfenreibungskoeffizienten,
α den Steigungswinkel der doppelgängigen Schnecke,
ρ den Reibungswinkel des Schneckenmaterials,

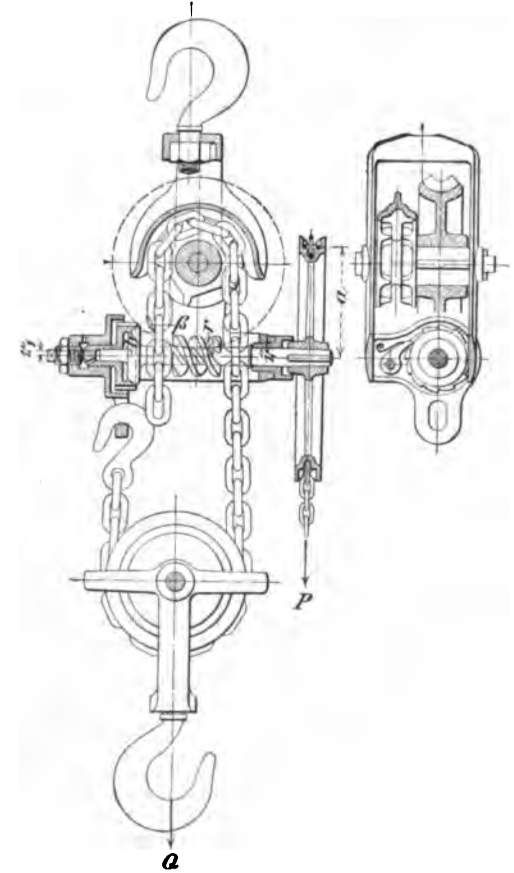


Fig. 436.

so folgt die **Antriebkraft** P aus der Momentengleichung

$$Pa = \mu P r + K[r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \mu r_1]$$

zu

$$P = \frac{K[r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \mu r_1]}{a - \mu r}.$$

Die **Rücktriebkraft** P' ergibt sich, wenn man in vorstehender Gleichung alle Reibungskoeffizienten mit umgekehrten Vorzeichen einführt, durch

$$P' = \frac{K[r \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \mu \mathfrak{r}_1]}{a + \mu \mathfrak{r}}.$$

Bezeichnet ferner

b den mittleren Halbmesser des Bremskegels,
β den halben Kegelwinkel des Bremskegels,
W den Umfangswiderstand der Bremse,
μ_1 den Reibungskoeffizienten der Bremsflächen,

so muß

$$W b = P' a$$

oder

$$W = P' \frac{a}{b} = \frac{K[r \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \mu \mathfrak{r}_1]}{a + \mu \mathfrak{r}} \frac{a}{b}$$

sein. Es ist aber auch (nach Gl. 14 S. 144)

$$W = \frac{\mu_1 K}{\sin \beta + \mu_1 \cos \beta}.$$

Aus beiden Werten erhält man, wenn noch $\mu_1 = \operatorname{tg} \rho_1$ gesetzt wird,

$$\frac{\sin \rho_1}{\sin(\beta + \rho_1)} = \frac{r \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \mu \mathfrak{r}_1}{a + \mu \mathfrak{r}} \frac{a}{b}$$

und schließlich

$$\sin(\beta + \rho_1) = \frac{(a + \mu \mathfrak{r}) b \sin \rho_1}{[r \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \mu \mathfrak{r}_1] a}.$$

Für einen angenommenen Kegelwinkel β folgt der **mittlere Bremskegelhalbmesser** b aus

$$b = \frac{a[r \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \mu \mathfrak{r}_1] \sin(\beta + \rho_1)}{(a + \mu \mathfrak{r}) \sin \rho_1}.$$

Die Triebwerke sind bei den Beckerschen Flaschenzügen so gewählt, daß die angegebene Höchstlast noch durch einen **einzigen** Arbeiter bewältigt werden kann.

Tragfähigkeit und **Eigengewichte** der Züge sind in der auf S. ·.66 befindlichen Tabelle enthalten.

Die Schraubenflaschenzüge von **Lüders**, **Bolzani**, **Kieffer** u. a. zeigen ähnliche Ausführungen; sie unterscheiden sich von den Beckerschen Flaschenzügen im wesentlichen nur durch andere Formen der Drucklagerbremse.

3. Flaschenzug mit Stirnräderwerk und Drucklagerbremse (Bauart Kohn) von Briegleb, Hansen & Co. in Gotha.

In Fig. 437 ist ersichtlich, daß die Lastkette sich um die Kettennuß a auf- oder abwickelt und die Bewegung mittels Handkette und Haspelradscheibe d bewirkt wird. Letztere sitzt fest auf der Welle l, auf der auch das mit dem auf der Kettennußwelle g aufgekeilten Stirnrade k in Eingriff stehende Getriebe i befestigt ist. Das bremsende Organ ist die Hülse c, die über die Vorgelegewelle l geschoben ist

Nr.	Beckers Schraubenflaschenzüge mit Drucklagerbremse. Ausführung	für eine Last von kg	Ungefähres Gewicht der Züge mit Ketten für 3 m Hub kg	Ungefähres Gewicht der Last- und Handketten für 1 m größere Hubhöhe kg	Ungefähre Länge in zusammengezogenem Zustande (Innenkante bis Innenkante Haken oder Traverse) mm
1	Ohne lose Rolle	300	22	2,5	450
2	Ohne lose Rolle	500	28	3	500
3	Mit loser Rolle	600	28	3,5	600
4	Mit loser Rolle	1 000	37	4,5	740
5	Mit loser Rolle	1 500	46	5	800
6	Mit loser Rolle	2 000	65	7	900
7	Mit loser Rolle	3 000	78	8	1 000
8	Mit loser Rolle	4 000	100	10	1 120
9	Mit loser Rolle	5 000	120	12	1 200
10	Mit loser Rolle	6 000	160	14	1 300
11	Oben mit Traverse, unten mit drehbarem Haken	7 500	195	16,5	1 100
11a	Oben und unten mit drehbarem Haken	7 500	210	16,5	1 300
12	Oben und unten mit Traverse	10 000	260	23	1 050
12a	Oben mit Traverse, unten mit drehbarem Haken	10 000	285	23	1 260
12b	Oben und unten mit drehbarem Haken	10 000	310	23	1 500
13	Oben und unten mit Traverse	12 500	390	31	1 250
13a	Oben mit Traverse, unten mit drehbarem Haken	12 500	420	31	1 500
13b	Oben und unten mit drehbarem Haken	12 500	450	31	1 770

und einerseits von dem Hakenauge *h*, anderseits von den beiden Gehäuseaugen *b* umschlossen wird. Der vorstehende Hülsenkopf trägt eine Sperrklinke *f*, die sich beim angestrebten Rücklaufe des Triebwerkes mit der inneren Verzahnung *e* der Haspelradscheibe *d* kuppelt. Die alsdann am Umfange der Hülse *c* auftretende Reibung verhindert das selbsttätige Sinken der Last. Soll die Last niedergelassen werden, so muß durch Zug an dem betreffenden Ende der Handkette die Hülse *c* durch die Sperrklinkenverbindung unmittelbar in Bewegung gesetzt werden. Diese Bewegung überträgt sich durch die Stirnräder

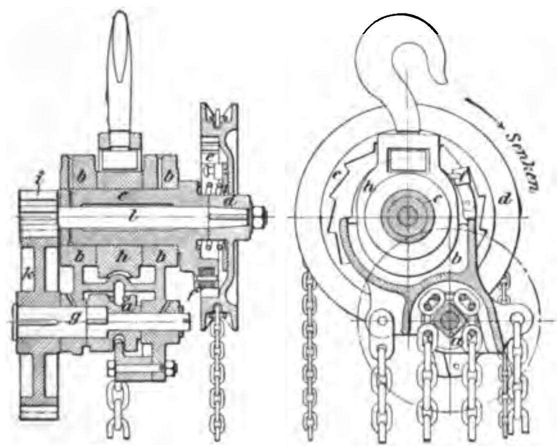


Fig. 437.

auf das Kettengetriebe. Die Klinkenkupplung der Bremse entspricht der früher (S. 447) beschriebenen Konstruktion. Beim Heben und Senken der Last treten nur die in den Lagern der Wellen und in den Zähnen der Stirnräder entstehenden Reibungen als eigene Widerstände des Flaschenzuges auf. Die Arbeitsverluste sind sonach gering, und es verdient deshalb die Bauart insbesondere für kleine Lasten Beachtung.

Briegleb, Hansen & Co. liefern die unter der Bezeichnung „Schnellflaschenzug" in den Handel gebrachten Züge für 600 bis 4000 kg Tragkraft.

C. Räderwinden.

a) Trommelwinden.

1. Wirkungsgrad der Trommeln.

Bezeichnet

R den Trommelhalbmesser,

d den Seildurchmesser oder die Ketteneisenstärke,

$\mathfrak{r}$ den Zapfenhalbmesser der Trommelwelle,

μ_1 den Reibungskoeffizienten,

so kann der Wirkungsgrad der Seiltrommel im Mittel

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0{,}09 \frac{d^2}{R} + \mu_1 \frac{r}{R}}$$

gesetzt werden.

Hieraus erhält man mit $\mu_1 = 0{,}08$, $R = 4\,d$ und $r = d$ für Hanfseile folgende Werte:

Wirkungsgrade von Hanfseiltrommeln.

$d =$ 1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0 cm,
$\eta_0 =$ 0,97	0,965	0,96	0,95	0,945	0,94	0,93	0,925	0,92.

Der Wirkungsgrad der gewöhnlichen Kettentrommel beträgt im Mittel

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0{,}2 \frac{d}{R} + \mu_1 \frac{r}{R}};$$

hieraus folgt mit $\mu_1 = 0{,}08$, $R = 10\,d$ und $r = 2{,}5\,d$

$$\eta_0 = 0{,}96.$$

Der Wirkungsgrad der Kettendaumenräder kann im Mittel genommen werden

$$\eta_0 = 0{,}95.$$

Für Drahtseiltrommeln fehlen zurzeit noch genau ermittelte Erfahrungswerte. Nach Ad. Ernst kann der Wirkungsgrad hierfür

$$\eta_0 \leqq 0{,}95$$

geschätzt werden.

2. Wirkungsgrad der Zahnrädervorgelege.

Bezeichnet

z_1 die Zähnezahl des treibenden Rades,
z_2 " " " getriebenen "
μ den Reibungskoeffizienten der Zähne,

so ist der Wirkungsgrad von zwei zusammen arbeitenden Zahnrädern, so weit er von der Zahnreibung abhängig, wenn die Eingriffdauer $\tau = 2$ gesetzt wird (vgl. S. 101)

$$\eta' = \frac{z_1}{z_1 + \mu\,\pi\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)}.$$

Setzt man als Mittelwert $\mu = 0{,}16$, so folgt

$$\eta' = \frac{z_1}{z_1 + 0{,}5\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)}.$$

Für unbearbeitete Zähne kann $\mu \geqq 0{,}3$ sein, während sein Wert bei gut eingelaufenen Zähnen auf $\mu \leqq 0{,}1$ sinkt.

Als mittlerer Wert des Wirkungsgrades ist für die am häufigsten benutzten Räderverhältnisse $\left(z_1 = 10 \text{ bis } 12 \text{ und } \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{6}\right)$

$$\eta' = 0{,}94 \text{ bis } 0{,}96$$

anzunehmen.

Außer der Zahnreibung kommt für die Vorgelegewellen noch der Verlust durch die **Zapfenreibung** in Betracht. Der hierdurch bedingte Wirkungsgrad kann gesetzt werden

$$\eta'' = \frac{1 - \mu_1 \frac{r_1}{a} \frac{\mathfrak{r}}{r_1}}{1 + \mu_1 \frac{\mathfrak{r}}{r_1}},$$

worin a den Kraftarm (z. B. den Kurbelhalbmesser),
r_1 den Lastarm (Halbmesser des kleineren Rades),
$\mathfrak{r}$ den Zapfenhalbmesser,
μ_1 den Zapfenreibungskoeffizienten
bedeuten.

Der mittlere Wert des Wirkungsgrades bestimmt sich, für die am häufigsten vorkommenden Verhältnisse, mit $\frac{\mathfrak{r}}{r_1} = 0{,}3$ und $\frac{r_1}{a} = \frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{6}$ zu

$$\eta'' = 0{,}97.$$

Für den Gesamtwirkungsgrad eines Zahnrädervorgeleges folgt

$$\eta_1 = \eta' \eta'' = \frac{z_1}{z_1 + \mu \pi \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)} \cdot \frac{1 - \mu_1 \frac{r_1}{a} \frac{\mathfrak{r}}{r_1}}{1 + \mu_1 \frac{\mathfrak{r}}{r_1}}.$$

Als mittlerer Wert kann für die am häufigsten vorkommenden Verhältnisse

$$\eta_1 = 0{,}94 \cdot 0{,}97 \sim \mathbf{0{,}91} \text{ bis } \eta_1 = 0{,}96 \cdot 0{,}97 \sim \mathbf{0{,}93}$$

gesetzt werden.

Für sauber bearbeitete, in Öl laufende Räder und Ringschmierung der Wellenzapfen ist

$$\eta_1 \geqq 0{,}95.$$

Der **Gesamtwirkungsgrad einer Trommelwinde** mit einfachem Vorgelege beträgt

$$\eta = \eta_0 \eta_1;$$

bezw. einer solchen mit n-fachem Vorgelege, deren Wirkungsgrade $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \ldots . \eta_n$ sein mögen,

$$\eta = \eta_0 \eta_1 \eta_2 \eta_3 \ldots . \eta_n.$$

Das **gesamte Übersetzungsverhältnis** zwischen Kurbel- und Trommelwelle ergibt sich zu

$$\varphi = \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2} \ldots . = \eta \frac{P a}{Q R} = \eta \frac{\text{Kraftmoment}}{\text{Lastmoment}} \quad . \quad . \quad . \quad 77$$

wenn noch

$\frac{r_1}{R_1}, \frac{r_2}{R_2} \ldots .$ die einzelnen Übersetzungsverhältnisse $\left(\leqq \frac{1}{8}\right)$,
P die Kurbelkraft,
a den Kurbelarm,
Q die Nutzlast,
R den Trommelhalbmesser
bedeuten.

3. Ausgeführte Trommelwinden.

α) Winden mit Handbetrieb.

Bockwinde für 2500 kg Tragkraft von Unruh & Liebig in Leipzig.

Die Winde (Fig. 438) hat Drahtseiltrommel von 175 mm Halbmesser (bis Mitte Seil gemessen) und **doppeltes** Vorgelege. Die Wellenzapfen laufen in den Lageraugen des durch vier je 30 mm starke Spannstangen zusammengehaltenen gußeisernen Bockgestelles. Auf der Kurbelwelle ist eine Sperradbremse von 310 mm Durchmesser befestigt.

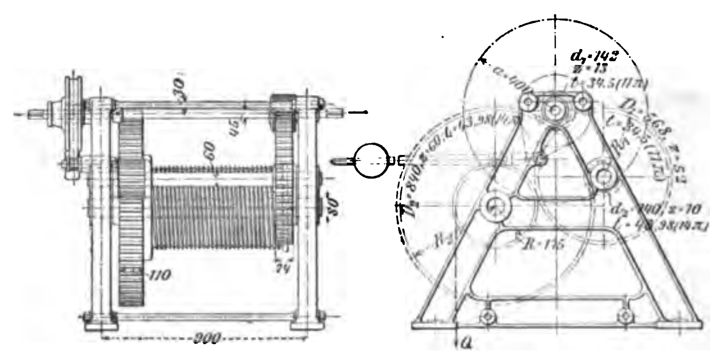


Fig. 438.

Berechnung des Zahnräderwerkes.

Für den Antrieb sind vier Arbeiter vorausgesetzt, die an zwei je 400 mm langen Stirnkurbeln je 14 kg Druck ausüben.

Es ist mit dem Gesamtwirkungsgrade $\eta = 0{,}95 \cdot 0{,}92^2 \sim 0{,}80$ das gesamte Übersetzungsverhältnis

$$\varphi = \eta \frac{\text{Kraftmoment}}{\text{Lastmoment}} = \frac{0{,}80 \cdot 56 \cdot 400}{2500 \cdot 175} \sim \frac{1}{24}.$$

Dementsprechend sind zwei Räderpaare mit den Ubersetzungen 1 : 4 und 1 : 6 zwischen Kurbel- und Zwischenvorgelegewelle bezw. zwischen letzterer und der Trommelwelle angeordnet. Gibt man dem Trieb auf der Zwischenvorgelegewelle 10 Zähne, so erhält das eingreifende Rad auf der Trommelwelle 60 Zähne, und die zugehörige Teilung bestimmt sich nach Gl. 11 (S. 112)

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c\,\psi\,z} M_d}$$

mit den Werten $M_d = \frac{2500 \cdot 17{,}5}{0{,}95}$, $z = 60$ und mit den Annahmen $\psi = 2{,}5$ und $c = 25$ (vergl. S. 112) zu $t = 4{,}25$ cm. Gewählt ist $t = 43{,}98$ mm ($\sim 14\,\pi$), demnach $d_2 = 140$ und $D_2 = 840$ mm.

Das Moment, welches durch die Zwischenvorgelegewelle zu übertragen ist, beträgt für die Übersetzung 1 : 6 nach der Trommelwelle

$$M_d = \frac{2500 \cdot 17,5}{0,95 \cdot 0,92 \cdot 6}.$$

Gestatten wir hier $c = 20$ und wählen $\psi = 2,0$, so folgt für das Räderpaar mit der Übersetzung 1 : 4 (Trieb 13 und Rad 52 Zähne) die Teilung

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{20 \cdot 2,0 \cdot 52} \frac{2500 \cdot 17,5}{0,95 \cdot 0,92 \cdot 6}} \sim 30 \text{ mm}.$$

Gewählt ist $t = 34,5$ mm ($\sim 11\pi$), wofür der Wert c auf ~ 13 sinkt; es folgt damit $d_1 = 142$ und $D_1 = 586$ mm.

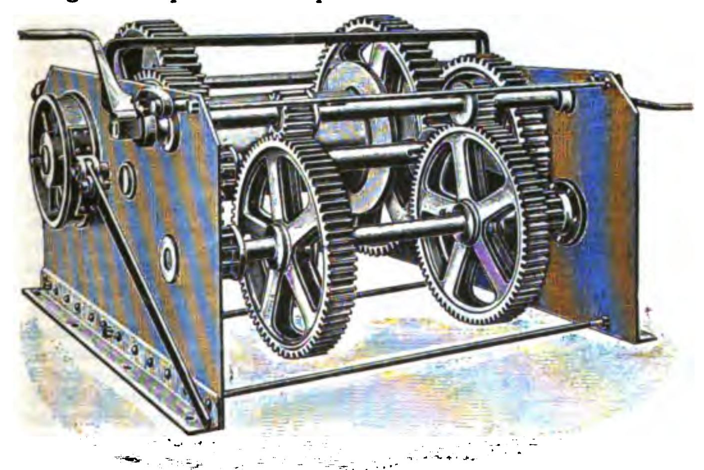


Fig. 439.

Die Wellen (Vorgelegewellen und Trommelwelle) sind unter Berücksichtigung der Biegungs- und Drehungsbeanspruchung zu berechnen. Sitzen die Zahnräder unmittelbar an den Lagerstellen der zugehörigen Welle, so genügt es, diese auf Drehungsbeanspruchung mit $k_d \sim$ 400 kg/qcm (Flußeisen als Material vorausgesetzt) zu berechnen.

Bockwinde (Grubenkabel) für 15000 kg Tragkraft der Welter Elektrizitäts- und Hebezeug-Werke A.-G. in Köln.

Die in Fig. 439 dargestellte Winde hat dreifaches Vorgelege, doppelten Rädereingriff, doppelte Sperrklinke und einfache Bandbremse. Die Trommel erhält, je nachdem ein Seil oder eine Kette zur Lastförderung Verwendung findet, 500 bezw. 325 mm Durchmesser. Sperrräder und Bremsscheibe sind außerhalb der kräftigen schmiedeisernen Ständer auf der Kurbel- bezw. Trommelwelle befestigt. Auf Wunsch werden derartige Winden auch fahrbar mit gußeisernen Bockgestellen

geliefert, ferner mit einer festen und losen Scheibe zum Transmissionsbetrieb eingerichtet; für Nutzlasten von 3000 bis 12500 kg erhalten sie doppeltes Vorgelege.

Konsolwinden von E. Becker in Berlin-Reinickendorf.

Die Fig. 440 ersichtliche Winde mit einfachem Stirnrädervorgelege für 200 bis 600 kg Tragkraft und Daumenrad für kalibrierte Kette ist zum Anschrauben gegen einen Stiel eingerichtet. Die auf der Kurbelwelle sitzende Sperradbremse ist mit einer Schleuderbremse der auf S. 452 beschriebenen Bauart verbunden. Der Hebel der Sperradbremse muß für den Niedergang der Last gelüftet werden, und das Sinken derselben kann dann nur mit einer durch die selbsttätige Schleuderbremse geregelten Geschwindigkeit erfolgen. Sobald der Arbeiter den Bremshebel einfallen läßt, wird die Last in jeder beliebigen Höhenlage freischwebend festgehalten. Die Umspannung des Daumenrades durch die Lastkette ist durch einen gußeisernen Führungsbügel gesichert. Das Lasttrum wird von der Konsolwinde über Leitrollen in die Lastförderbahn abgelenkt. Die Hubhöhe der Winde ist unbegrenzt und nur von der Länge der kalibrierten Lastkette abhängig.



Fig. 440.

Fig. 441 zeigt eine Konsolwinde ähnlicher Bauart zum Anschrauben gegen eine Wand. Der Kurbelgriff ist hier in einem gußeisernen Speichenrade befestigt. Die hinter demselben sitzende Sperradbremse ist ebenfalls mit einer Schleuderbremse verbunden. Die Drehzapfen der Schleuderklötze sind in die Stirnwand der Sperradbremsscheibe eingesetzt und ragen in die mit dem Konsolbock fest verschraubte Trommel hinein, an deren innerer Mantelfläche die Klötze beim Lastsenken schleifen. Das Daumenrad für kalibrierte Kette sitzt zwischen den Lagerstellen der Welle innerhalb des Konsolbockes.

Für größere Lasten baut E. Becker die Daumenrad-Winden mit Doppelkurbeln und zweifachem, ausrückbarem Vorgelege.

Kran-Sicherheits-Wandwinde für 500 kg Tragkraft und 15 m Hubhöhe von Unruh & Liebig in Leipzig.

Die in Fig. 442 dargestellte Winde hat einfaches Rädervorgelege, aus einem Rade mit Innenverzahnung und dem mit der Kurbelwelle

aus einem Stück gefertigten zugehörigen Ritzel bestehend. Die mit dem Zahnrade verschraubte, auf einem feststehenden Bolzen drehbar gelagerte Seiltrommel hat eingedrehte Schraubenrillen. Die Befestigung des Lastseiles geschieht durch Eingießen in eine Stahlgußöse, die in die Trommel eingepaßt und mittels Schraube befestigt ist.

Das Windentriebwerk ist mit einer Sicherheitskurbel, außerdem mit einer durch D.R.G.M. Nr. 162217 geschützten Geschwindigkeitsbremse ausgerüstet.

Die aus Stahlguß hergestellte Kurbel ist mit einer auf der zugehörigen Welle drehbar gelagerten Büchse mit flachgängigem Außengewinde zusammengegossen, während ein gleichzeitig als kegelförmige Kupplungsscheibe ausgebildetes Sperrrad durch Schraubenbolzen mit einer Scheibe verbunden ist, die ein dem Gewinde der Kurbelbüchse entsprechendes Muttergewinde trägt. Durch zwei an der Kurbelbüchse sowie am Sperrad befestigte Spiralfedern wird der Kupplungsschluß zwischen dem letzteren und einem auf der Kurbelwelle befestigten Hohlkonus bewirkt, so daß die Last gehoben werden kann.



Fig. 441.

Für das Sinken der Last wird durch Rückwärtsdrehung der Kurbel die mit dem Sperrrade verschraubte Gewindebüchse in achsialer Richtung bewegt und damit die Kupplung gelöst. Hierbei sucht die Spiralfeder zufolge ihrer den Reibungsschluß der Kupplung bewirkenden Federkraft die Kurbel in achsialer Richtung zu verschieben, was durch Anlaufen des Kurbelbundringes an der Stirnfläche des Kurbellagers verhindert wird. Ein gegen Längsverschiebung ebenfalls gesichertes kleines Handgriffrad ermöglicht bei zurückgedrehter Kurbel ein schnelles Heraufholen des unbelasteten Lasthakens.

Die Geschwindigkeitsbremse besteht aus einem Bremsring, dessen äußerer Durchmesser etwas kleiner gehalten ist als der ihn umschließende Sperradbremskörper; innen ist der Bremsring auf einem am Kupplungskörper angegossenen ringförmigen Ansatze centrisch geführt und mittels einer an seinem einen Ende angenieteten Keilfeder radial verschiebbar befestigt. Die beiden Fliehgewichte sind an dem auf der Kurbelachse befestigten Kuppelkörper um Bolzen drehbar gelagert; das eine Fliehgewicht steht mittels Scharniers und Gelenkbolzens mit dem Bremsring in unmittelbarer Verbindung, während es mit dem zweiten Fliehgewicht durch einen auf der Nabe des Kuppelkörpers

drehbaren Hebel gelenkig verbunden ist. Die Stärke des Bremsringes ist so gewählt, daß seine Federkraft die beim schnellen Aufwinden des

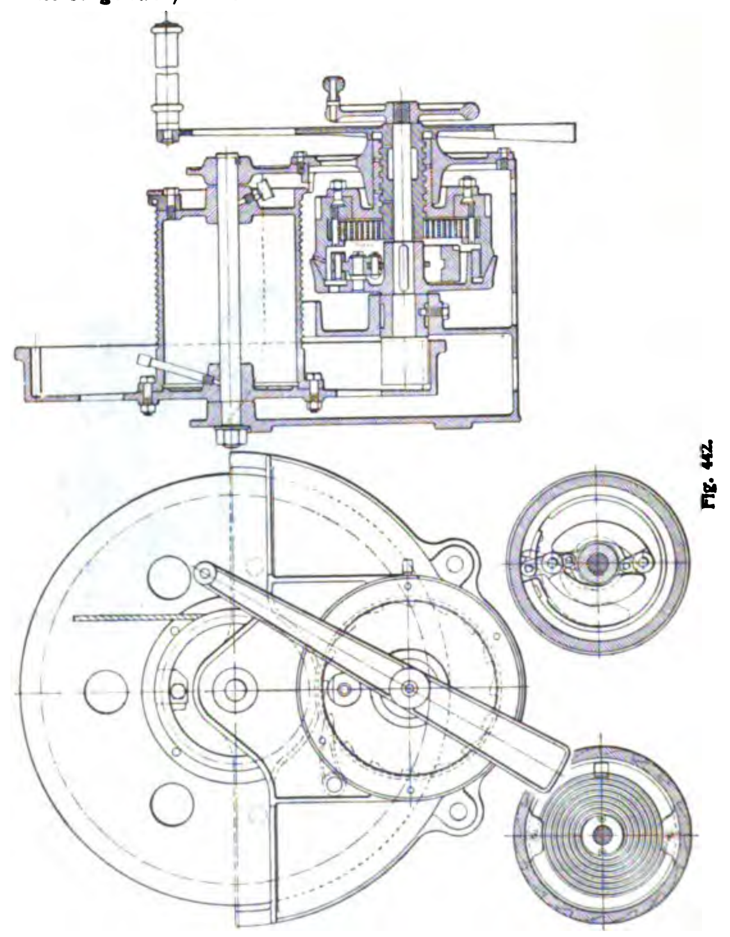


Fig. 442.

unbelasteten Hakens mittels des Handgriffrades durch die beiden Fliehgewichte hervorgerufene Zentrifugalkraft übersteigt.

β) Winden mit Elementarkraftbetrieb.

Derartige, durch Riemen, Seile, Wellen oder Motoren angetriebene Winden bieten gegenüber denjenigen mit Handbetrieb den Vorteil,

größere Nutzlasten bewältigen und die Fördergeschwindigkeit wesentlich steigern zu können. Die Antriebkraft ist, wenn möglich, so groß zu wählen, daß nur zwei Vorgelege notwendig werden. Elektromotoren erfordern wegen ihrer großen Umdrehungszahl häufig drei Vorgelege, wenn nicht Schneckenantrieb vorgezogen wird.

Bezeichnet

Q die Nutzlast,

η den Wirkungsgrad der Winde, abgesehen von den eigenen Widerständen des Motors,

v die Fördergeschwindigkeit in m/sek,

N die Anzahl der Pferdestärken, welche die Winde verbraucht bezw. vom Motor abzugeben sind,

so ist

$$\frac{Q\,v}{\eta} = 75\,N, \text{ d. h. } N = \frac{Q\,v}{75\,\eta}.$$

Man wählt für

Q bis 500 kg,	500 bis 1000 kg,	1000 bis 1500 kg,	1500 bis 2000 kg;
$v \geqq$ 0,25 m	0,15 m	0,10 m	0,05 m.

Es wächst ferner die Lastgeschwindigkeit mit der Größe der Förderhöhe. So sind z. B. die Fördergeschwindigkeiten der neueren Speicherwinden und Personenaufzüge selten kleiner als 0,5 m/sek und steigen auf 1 m/sek und darüber.

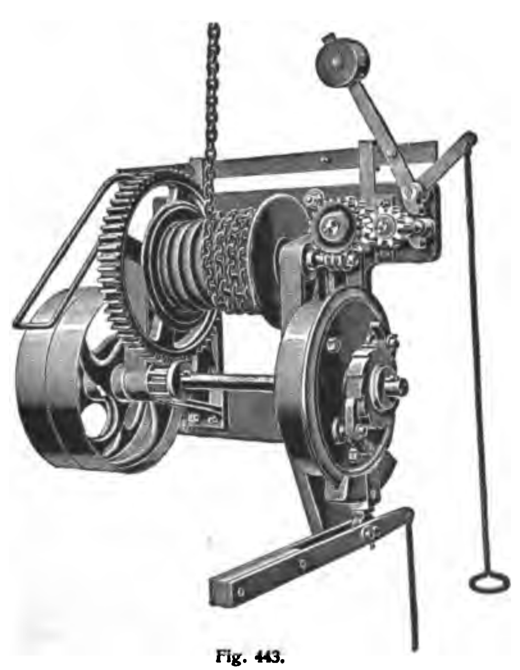


Fig. 443.

Konsolwinde mit Riemenbetrieb von E. Becker.

Die für verschiedene Lasten mit Ketten- oder Seiltrommel ausgeführte Winde veranschaulicht Fig. 443. Zufolge der vereinigten Sperrrad- und Schleuderbremse bleibt die Last bei ausgerücktem Treibriemen in jeder Lage freischwebend hängen und senkt sich unabhängig von dem Riementriebe, sobald der Hebel der Sperradbremse gelüftet wird, wobei die Schleuderbremse übergroße Senkgeschwindigkeiten verhindert. Es genügt also

eine feste und eine lose Scheibe für den Riementrieb. In der höchsten Stellung des Lasthakens findet eine selbsttätige Ausrückung des Riemens durch ein auf der Abbildung ersichtliches Zählwerk statt.

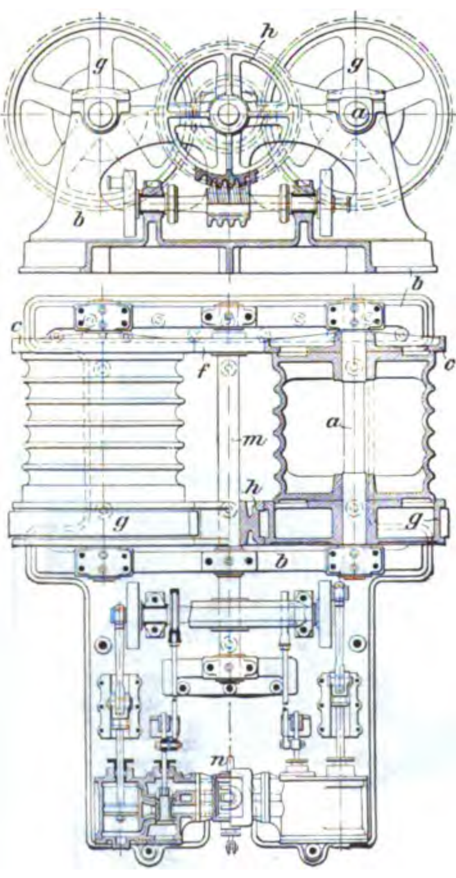


Fig. 444.

Dampfwinde für 5000 kg Nutzlast.

Bei der Fig. 444 ersichtlichen Dampfwinde sind zwei Kettentrommeln auf Wellen *a* befestigt, die in den gußeisernen Bockgestellen *b* gelagert sind. Behufs Entlastung der Zapfenlager beider Gestelle trägt jede Trommelwelle noch eine Druckscheibe *c*, die mit einer auf der Vorgelegewelle *m* befestigten Scheibe *f* in Berührung treten, und es legen sich ferner zu demselben Zwecke die glatt abgedrehten Seitenborde der auf den Trommelwellen befestigten Zahnräder *g* gegen entsprechende Borde des auf der Vorgelegewelle *m* sitzenden Getriebes *h*. Auf derselben Welle ist ein Schraubenrad befestigt, das mit einer auf der Kurbelwelle der Dampfmaschine sitzenden eingängigen Schraube in Eingriff steht.

Die Cylinder der durch Kolbenschieber gesteuerten Zwillingsdampfmaschinen haben je 170 mm Durchmesser und 200 mm Hub; die Kolbengeschwindigkeit beträgt 1,72 m/sek, entsprechend 260 minutlichen Umdrehungen der Maschine. Zur Umsteuerung derselben mittels Dampfwechsels dient ein Mittelschieber *n*.

Bezeichnet

Q die Nutzlast,

R den Trommelhalbmesser,

z die Zähnezahl des Schraubenrades,

$\frac{z_1}{z_2}$ das Übersetzungsverhältnis des Stirnrädervorgeleges,

a den Kurbelhalbmesser,

T die mittlere Tangentialkraft im Kurbelkreis,

so ist das gesamte Übersetzungsverhältnis der Winde

$$\varphi = \frac{z_1}{z_2} \frac{z}{1} \frac{a}{R} = \frac{Q}{T},$$

demnach

$$T = \frac{R}{a} \frac{1}{z} \frac{z_2}{z_1} Q = \frac{Q}{\varphi}.$$

Es ist ferner, wenn P die in beiden Cylindern entwickelte mittlere Kolbenkraft bedeutet,

$$P = \pi T = \pi \frac{Q}{\varphi};$$

sie beträgt für jeden Cylinder $\frac{\pi}{2} \frac{Q}{\varphi}$, woraus für den mittleren Dampfüberdruck folgt

$$p = \frac{\pi}{2} \frac{Q}{\varphi} \frac{1}{f},$$

wenn f die wirksame Kolbenfläche (in qcm) bezeichnet.

Bei dem Gesamtwirkungsgrade η der Winde ist ein mittlerer Dampfüberdruck

$$\frac{p}{\eta} \text{ kg/qcm}$$

erforderlich.

Winde mit elektrischem Antrieb.

Die zu einem von der Compagnie Internationale d'Électricité in Lüttich ausgeführten Bockkran von 40000 kg Tragkraft gehörige Winde ist in Fig. 445 abgebildet. Für diesen Kran war eine Hubhöhe von 80 m und eine Hubgeschwindigkeit von 6 bezw. 12 m/min für Lasten bis 40000 bezw. unter 20000 kg verlangt worden. Da wegen der bedeutenden Hubhöhe an die Anwendung der Gallschen Kette nicht gedacht werden konnte, erhielt die mit doppelter Seiltrommel von je 1200 mm Durchmesser und 2000 mm Länge zur Bergung von 320 m Seil von 40 mm Durchmesser ausgerüstete Winde außergewöhnlich große Abmessungen. Die je 4800 kg schweren Trommeln sind beiderseits an die Arme von Winkelzahnrädern aus Stahlguß geschraubt, die sich mit Bronzebüchsen lose auf der in den beiden Schilden fest verlagerten Achse drehen. Diese vier Zahnräder werden von zwei Ritzeln, deren jedes gleichzeitig mit zwei Rädern im Eingriff steht, angetrieben. Die Achse der Ritzel trägt zwei Zahnräder von verschiedenem Durchmesser, entsprechend den beiden vorgeschriebenen Geschwindigkeiten. Die zugehörigen Ritzel sind daher mit Klauenkuppelungen zum Ein- und Ausrücken versehen. Der Elektromotor hat Verbundwicklung und leistet bei 600 Uml/min 20 PS; er gibt seine Arbeit mittels eines Phosphorbronze-Ritzels und eines Stahlgußrades, die ebenfalls mit Winkelzähnen versehen sind, an die zuletzt erwähnte Vorgelegewelle ab, welche noch eine geräuschlose Sperradbremse trägt.

Die zweite Lastbremse, die als selbsttätige elektrische Bremse ausgebildet ist, wirkt auf die Achse des Motors.

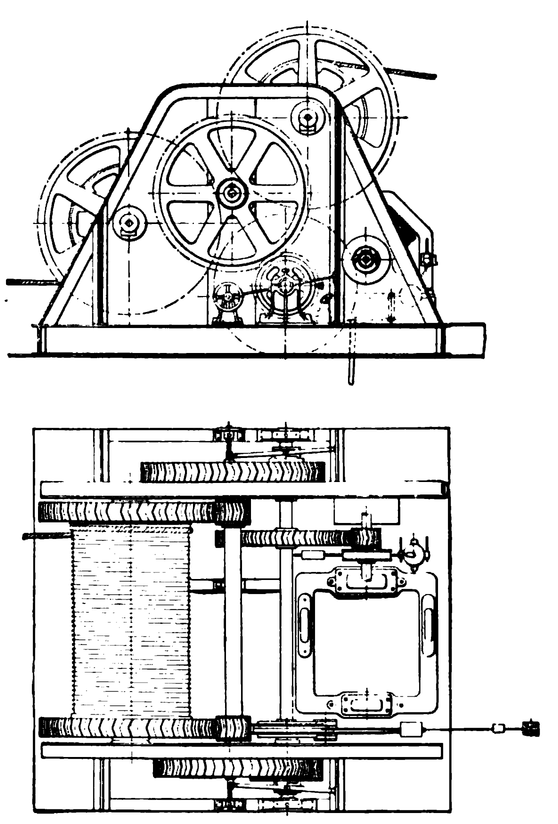


Fig. 445.

γ) Fahrbare Winden. — Laufkatzen.

Die mit Laufrädern ausgerüsteten Winden werden, sofern sie dazu dienen, die gehobene Last in Richtung einer angebrachten Fahrbahn seitlich zu versetzen, auch als Laufkatzen bezeichnet; hierbei kann das Windentriebwerk mit dem Lastwagen auf gemeinsamen Gestell vereinigt oder aber außerhalb des letzteren am Krangerüst, einer Mauer u. s. w. Aufstellung finden, wobei dann durch Leitrollen die Führung der Lastkette nach der Winde vermittelt wird.

Bezeichnet für den ersteren Fall
Q die Nutzlast in kg,
G das gesamte Eigengewicht der Laufkatze in kg,
d den Zapfendurchmesser in cm,
f den Koeffizienten der wälzenden Reibung,
μ_1 den Zapfenreibungskoeffizienten,
M das zum Überwinden der gesamten Reibung beim Verschieben der Laufkatze erforderliche Drehmoment,

so ist

$$M = (Q + G)\left(\mu_1 \frac{d}{2} + f\right).$$

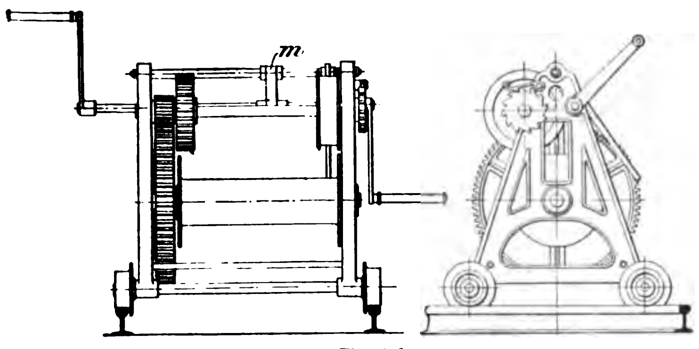


Fig. 446.

Wird dieses Moment auf den Umfang des Laufrades vom Halbmesser R (in cm) bezogen, so folgt für den zugehörigen Umfangsdruck

$$P = \frac{M}{R} = \frac{Q+G}{R}\left(\mu_1 \frac{d}{2} + f\right).$$

Man nimmt zweckmäßig $f = 0{,}08$ (in cm) und $\mu_1 = 0{,}1$.

Mit Rücksicht auf die noch auftretende Spurkranzreibung empfiehlt es sich, unter Umständen 100% und mehr zum Rechnungswert der vorstehenden Gleichung zuzuschlagen.

Fahrbare Bockwinden der Fig. 446 ersichtlichen Bauart von Gebr. Weißmüller in Bockenheim-Frankfurt a. M. finden auf Baugerüsten Verwendung. Das Windentriebwerk ist mit ausrückbarem doppeltem Vorgelege, verschiebbarer Kurbelwelle und mit Sperr- und Bremswerk ausgestattet. Zum Festhalten der Kurbelwelle in den verschiedenen Stellungen dient eine auf der oberen Versteifungsstange der Winde zwischen Stellringen frei drehbare Falle m.

Für größere Lasten erfordert die Transportbewegung ein besonderes Triebwerk mit einfachem oder doppeltem Vorgelege.

Die einfachste Laufkatzenform mit unterer, etwas eingebogener Querversteifung zum Einhängen eines Flaschenzuges beliebiger Bauart für Lasten von 500 bis 2000 kg nach Ausführung der Maschinenfabrik E. Becker zeigt Fig. 447. Die vier Räder laufen unmittelbar auf den unteren Trägerflanschen. Für Lasten bis 5000 kg

erhalten diese Lasten nach Fig. 448 ein besonderes Antriebwerk, — aus einer Haspelwelle bestehend, die durch ein kleines Triebrad in die ver-

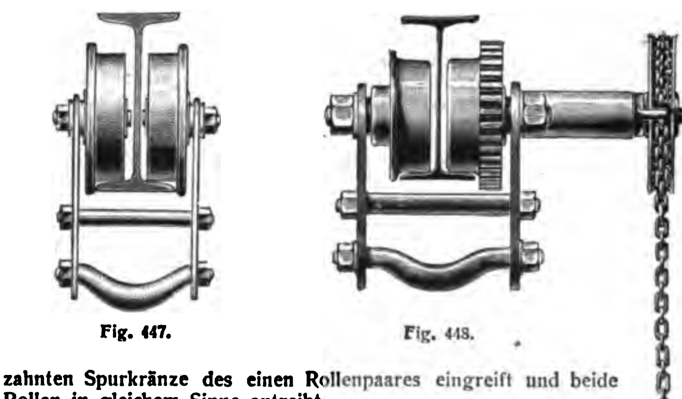


Fig. 447. Fig. 448.

zahnten Spurkränze des einen Rollenpaares eingreift und beide Rollen in gleichem Sinne antreibt.

Fig. 449 gibt die schematische Darstellung einer **Laufkatze mit eingebauter Schneckenwinde** und selbsttätiger Drucklagerbremse der **Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke** A.-G. in Köln für 5000 kg Tragkraft wieder.

Eine **Laufwinde mit elektrischem Antrieb** der **Benrather** Maschinenfabrik A.-G. für 5000 kg Tragkraft zeigt Fig. 450 (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 1044).

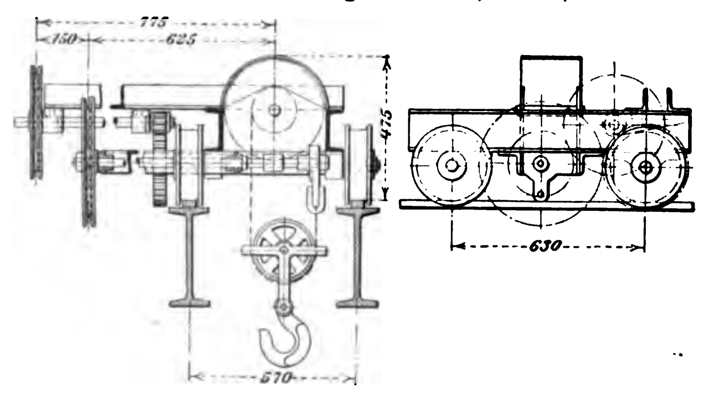


Fig. 449.

Das Schneckengetriebe, das doppelte Stirnrädervorgelege und die Lastdaumenrolle sind in einem gemeinsamen, außen durch Rippen verstärkten und mit Augen für die Wellen versehenen, kräftigen guß-

eisernen Gehäuse gelagert, gegen dessen linke Stirnfläche der Motor *A* angeschraubt ist. Das in der Zeichnung verdeckte Schneckenrad liegt im Kastenraum *a* und wird durch die darüber, unter dem abnehmbaren Deckel *b* gelagerte, mit dem Motoranker elastisch gekuppelte Schnecke, angetrieben. Außerhalb des Gehäuses sitzt auf dem Wellenkopf des Schneckenrades auf der einen Seite das Stirnrad *c* im Eingriff mit *d*, dessen Achse durch die leere Kammer *e* geht und auf der anderen Seite das Ritzel *f* für den Antrieb des großen Stirnrades *g* auf der Daumenrollenachse *i* trägt. Die Lastdaumenrolle *h* läuft zwischen den gabelförmigen Wangen der nach unten verlängerten Kastenwände, in die

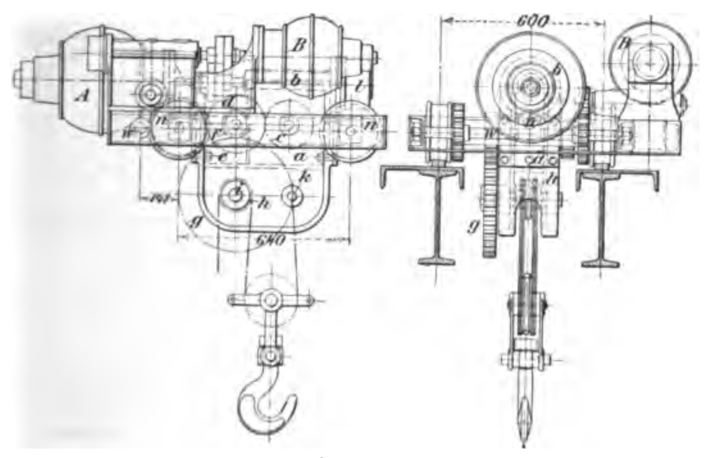


Fig. 450.

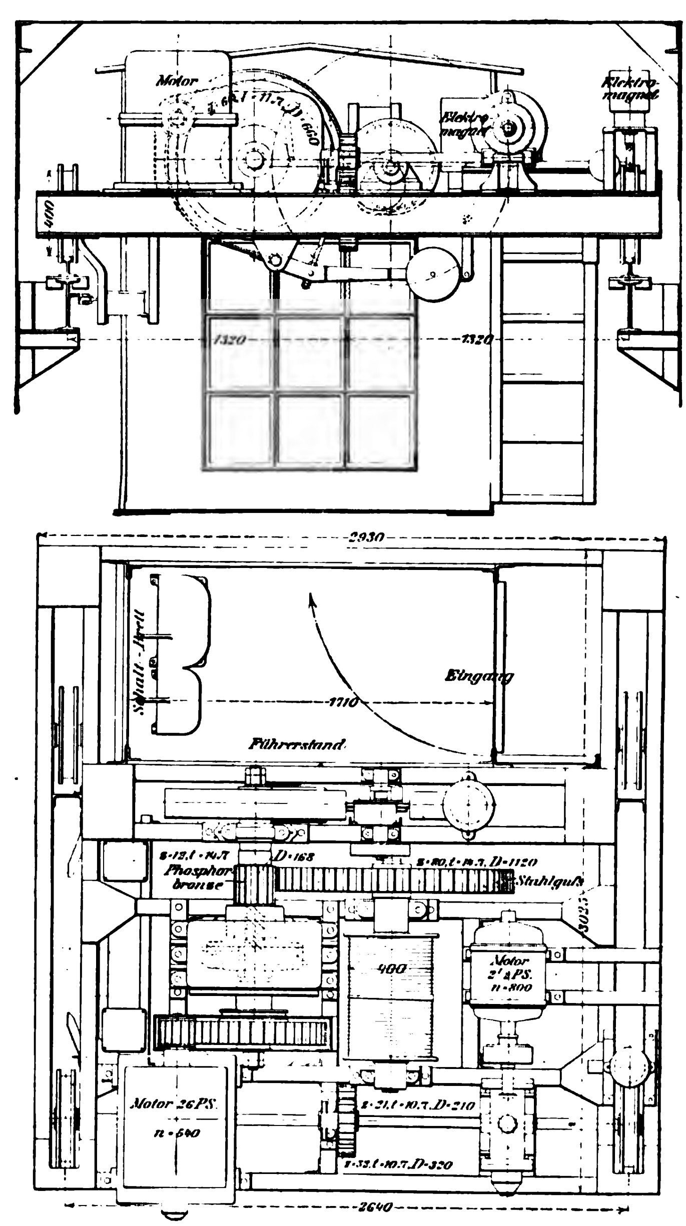
auch der Tragbolzen *k* zur Aufnahme des stehenden Kettentrums eingesetzt ist. Die Schneckenwelle ist mit Ringschmierung für ihre Tragzapfen und mit einem Kugelstützlager in Verbindung mit der Fig. 430 (S. 455) ersichtlichen Lastdruck-Lamellenbremse ausgerüstet.

Die eisernen Schildzapfen *n* des Windengehäuses sind mit ihren angeschmiedeten Lappen gegen das Gehäuse geschraubt.

Der Fahrmotor *B* liegt auf einem seitlichen Ausbau des aus ⊏-Eisen und Stirnblechen zusammengenieteten Katzenwagens und arbeitet durch ein Schneckenvorgelege mit einer weiteren Stirnräderübersetzung auf den Zahnkranz des einen Laufrades. Damit sich das andere Rad derselben Achse gleichmäßig mitdreht, ist auch dieses mit einem Zahnkranz versehen, und durch eine besondere Hilfswelle *w* mit beiderseits eingreifenden Ritzeln ist die Drehung beider Räder zwangläufig gekuppelt.

Bei Handbetrieb fällt der seitliche Ausbau des Katzenwagens fort, und an die Stelle des Fahrmotors tritt ein einfaches Haspelvorgelege.

Die in Fig. 451 und 452 dargestellte, zu einem Hochbahnkran gehörige, elektrisch betriebene Laufwinde von 3800 kg Trag-



Motor
Elektro-magnet
Elektro-magnet
410
1320
1320
2930
Schalt-Brett
Eingang
1710
Führerstand
D=168
Phosphor-bronze
D=1120
Stahlguß
3025
400
Motor
n=800
Motor 26 PS.
n=640
D=210
D=320
2640

Fig.451.

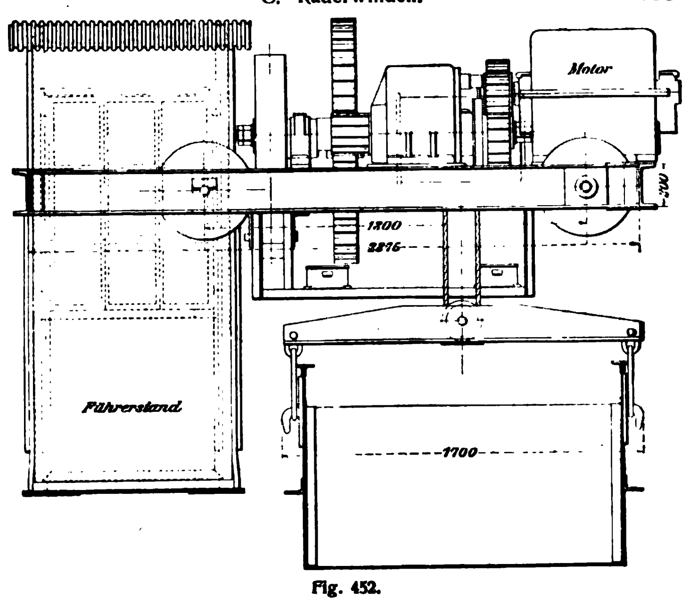


Fig. 452.

kraft der Firma **Unruh & Liebig** in Leipzig ist mit der in Fig. 428 und 429 (S. 454/55) dargestellten Drucklagerbremse ausgerüstet. An dem einen Ende des aus I-Eisen gebildeten Wagengestelles ist der aus Wellblech gefertigte Führerkorb mit innerer Holzverkleidung befestigt. Der **Hubmotor** von 26 PS mit 540 Uml/min arbeitet mit zwei Stirnrädervorgelegen (Zähnezahlen 14 und 60 bezw. 12 und 80 bei $t = 11\,\pi$ bezw. $t = 14\,\pi$) auf die zur Aufnahme der beiden Enden des 16 mm starken Drahtseiles mit entsprechenden Nuten versehene Windentrommel von 400 mm Durchmesser. Es beträgt somit die Hubgeschwindigkeit

$$v = 0{,}4\,\pi\,540\,\frac{14}{60}\,\frac{12}{80} \sim 24 \text{ m/min.}$$

Zum genauen Anhalten der Last ist das Getriebe noch mit einer elektrisch lösbaren Holzbandbremse ausgerüstet, deren fliegend auf dem kegelförmigen Ende der zweiten Vorgelegewelle befestigte Scheibe von 750 mm Durchmesser und 135 mm Breite von einem Elektromagneten betätigt wird.

Als **Fahrmotor** ist ein 2,5 PS-Motor mit 800 Uml/min gewählt, der mit einem Schneckengetriebe von der Übersetzung 1 : 15,7 und einer Stirnräderübersetzung mit den Zähnezahlen 21 und 32 bei $t = 10\,\pi$ den Antrieb auf die Mitte der einen Laufachse leitet und bei 400 mm Laufraddurchmesser eine Fahrgeschwindigkeit der Katze

$$v' = 0{,}4\,\pi\,800\,\frac{1}{15{,}7}\,\frac{21}{32} = 42 \text{ m/min}$$

liefert. Eine auf der Schneckenwelle sitzende elektromagnetische Lüftungsbremse dient zum Schutze gegen Überschreitungen der beabsichtigten Fahrgrenze.

Weitere Beispiele für Laufkatzen finden sich unter D, b, „Krane mit Bühne".

b) Schraubenwinden.

1. Allgemeines.

Die Schraubenwinden kommen, wie auch die nachstehend aufgeführten Zahnstangenwinden, in der Regel nur für eine geringe Hubhöhe in Betracht; diese ist auf die nutzbare Länge der Spindel bezw. der Zahnstange beschränkt. Der Antrieb der Schraubenwinden erfolgt entweder unmittelbar durch Drehhebel oder durch Zahnrädervorgelege mit Kurbel, zuweilen auch durch Schneckenvorgelege. Damit Selbsthemmung vorhanden ist, werden die Spindeln meist eingängig (Steigungswinkel α gewöhnlich 4^0 bis 5^0) ausgeführt.

Mit Benutzung der bereits früher entwickelten Gleichungen für die Kraft- und Arbeitsverhältnisse der Schraube (s. S. 81) ergibt sich die am Hebel vom Halbmesser R auszuübende wirkliche Antriebkraft P, sofern als schädliche Widerstände nur die Reibung zwischen Mutter und Schraube in den Gewindegängen berücksichtigt wird, zu

$$P = Q \frac{r}{R} \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

und der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)};$$

hierin bedeutet

Q die Nutzlast und

ρ den Reibungswinkel des Materials ($\rho \sim 6^0$).

Berücksichtigt man auch die Spurzapfenreibung und vernachlässigt den geringen Einfluss der durch die Kraft P entstehenden Halszapfenreibung, so erhält man mit $\mathfrak{r}$ als Halbmesser des Spindelspurzapfens und dem Zapfenreibungskoeffizienten μ_1 das Antriebmoment der Spindel

$$P R = Q r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \frac{\mu_1 Q \mathfrak{r}}{2}$$

und den Wirkungsgrad der ganzen Schraubenwinde

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \frac{\mu_1 \mathfrak{r}}{2 r}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 78$$

Bezüglich der Größe des Wirkungsgrades ist noch von Einfluß ob die Spindel oder die Mutter den Drehantrieb empfängt.

Im ersteren Falle ist etwa $\frac{\mathfrak{r}}{r} = \frac{2}{3}$, im letzteren $\frac{\mathfrak{r}}{r} = 1,5$ in Gl. 78 einzusetzen.

Damit ergeben sich, wenn noch $\mu_1 = 0,1$ gesetzt wird, die Wirkungsgrade der Schraubenwinde für die Steigungswinkel $\alpha = 2^0\ 20'$ bis $7^0\ 10'$ aus der nachstehenden Tabelle.

Steigungsverhältnis $\operatorname{tg} \alpha =$	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,125
Spindel wird gedreht: $\eta =$	0,22	0,26	0,30	0,33	0,36	0,41	0,46
Mutter wird gedreht: $\eta =$	0,15	0,18	0,21	0,24	0,26	0,30	0,35.

Wegen des wesentlich günstigeren Wirkungsgrades ist zu empfehlen, stets die Spindel (statt der Mutter) anzutreiben.

2. Berechnung der Windenschrauben.

Unter der Annahme einer Zug- oder Druckbeanspruchung der Schraubenspindel ergibt sich der Kerndurchmesser d_1 derselben aus

$$Q = \frac{\pi}{4} d_1^2 k_z,$$

worin k_z mit Rücksicht auf die noch vorhandene, durch das äußere Antriebmoment hervorgerufene Drehungsbeanspruchung für Flußeisen oder Flußstahl 300 bis 500 kg/qcm gesetzt werden kann.

Das Spindelgewinde wird meist mit quadratischem Querschnitt (vergl. Fig. 24 auf S. 79), d. h. die Gangtiefe

$$t = \frac{h}{2}$$

ausgeführt.

Für die Steigung findet man häufig

$$h \sim \frac{d}{4} \text{ bis } \frac{d_1}{4}.$$

Die Mutterhöhe h' bestimmt sich aus dem zulässigen Flächendruck k in den Gewindegängen.

Es kann gewählt werden

für Stahl auf Flußeisen oder Bronze $k \leq 100$ kg/qcm,
„ Flußeisen auf Flußeisen oder Bronze $k \leq 75$ „
„ Flußeisen oder Stahl auf Gußeisen $k \leq 50$ „

Bei z Gewindegängen in der Mutter folgt aus

$$Q = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2) z k$$

die erforderliche Mutterhöhe

$$h' = z h = \frac{4 Q h}{\pi (d^2 - d_1^2) k}.$$

Mit den obigen Werten von k erhält man gleichzeitig eine genügende Ansatzfläche des Gewindes, um der auftretenden Biegungsbeanspruchung in den belasteten Schraubengängen zu genügen.

3. Ausgeführte Schraubenwinden.

Die Abbildung Fig. 453 veranschaulicht eine gewöhnliche Schraubenwinde, wie sie z. B. in Lokomotivfabriken zu Montagezwecken Verwendung findet.

Das Gestell ist aus Stahlguß oder aus Gußeisen hergestellt. Die Drehung der Spindel wird durch Nut und Feder verhindert.

Nachstehende Tabelle gibt die äußeren Spindeldurchmesser, sowie die ungefähren Höhenabmessungen derartiger Winden im niedrigsten Spindelstande für Nutzlasten von 2000 bis 20000 kg.

Tragkraft kg	Äußerer Spindel-durchmesser mm	Höhe der Winde im niedrigsten Spindelstande mm
2 000	38	280
4 000	47	370
6 000	54	520
8 000	57	600
10 000	60	670
14 000	68	870
18 000	80	1 050
20 000	85	1 200

Eine Schraubenschlittenwinde zeigt Fig. 454; sie gestattet, Lasten von 7500 bis 25 000 kg erforderlichenfalls auch kurze Strecken

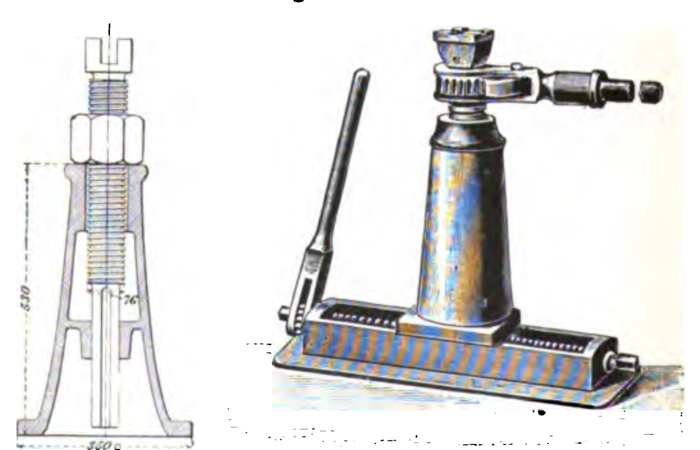


Fig. 453. Fig. 454.

seitwärts zu bewegen. Hierzu dient der aus Stahlguß gefertigte Fußschlitten mit wagerechter, in der Regel doppelgängiger Schraubenspindel, während die senkrechte Schraubenspindel zum Heben und Senken der Last dient. Der Antrieb beider Spindeln erfolgt durch lose Ratschenhebel, von denen derjenige für die senkrechte Spindel eine doppelseitige Klinke für Drehung in dem einen oder anderen Sinne trägt. Einige Hauptabmessungen und die Gewichte solcher Winden sind aus der auf S. 487 gebrachten Tabelle zu entnehmen.

Zum Heben von Tendern oder Lokomotiven bis 60 000 kg Gewicht benutzt man Schraubenwinden mit Rädervorgelege und Kurbelantrieb der Fig. 455 ersichtlichen Bauart, die als Windenböcke bezeichnet werden Man verwendet gleichzeitig vier Böcke, die paarweise einander gegenübergestellt werden. Die Last wird mit eisernen Trägern

Tragkraft kg	Äußerer Durchmesser der senkrechten Spindel mm	Höhe im niedrigsten Spindelstand mm	Wagerechte Schiebung auf dem Schlitten mm	Hub mm	Ungefähres Gewicht kg
7 500	56	505	260	240	36
10 000	60	595	325	285	45
12 500	62	595	325	285	52
15 000	66	660	325	330	63
17 500	70	675	325	325	85
20 000	76	720	325	325	90
25 000	82	720	325	325	100

aufgenommen, deren Enden frei auf den Hubmuttern der gegenüberstehenden Böcke aufliegen und durch gleichzeitiges Antreiben der zugehörigen Spindeln gleichmäßig aufsteigen.



Fig. 455.

Statt der eisernen Bockgerüste findet man häufig auch solche aus Eichen- oder Buchen-, seltener aus Kiefernholz.

Die freie Hubhöhe pflegt zu 1,75 m angenommen zu werden. Für die Träger wird im allgemeinen 3,5 m lichter Abstand zwischen den Böcken vorgeschrieben.

Für $Q = 15\,000$ kg Tragkraft jeder Schraubenspindel ergibt sich mit $k_z = 400$ kg/qcm der Kerndurchmesser der Spindel zu

$$d_1 = \sqrt{\frac{15\,000 \cdot 4}{\pi \cdot 400}} \sim 6{,}8 \text{ cm}.$$

Wählt man den äußeren Spindeldurchmesser $d = 8{,}4$ cm, so entspricht dem mittleren Schraubendurchmesser $\frac{d_1 + d}{2} = 7{,}6$ cm ein Steigungswinkel $\alpha \sim 5^0\ 20'$ bei 22,2 mm $= {}^7/_8''$ engl. Steigung.

Mit dem Wirkungsgrade der Schraubenspindel $\eta_1 = 0{,}40$ und demjenigen der beiden Rädervorgelege $\eta_2 = \eta_3 = 0{,}92$ ergibt sich der Gesamtwirkungsgrad der Schraubenwinde

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \sim 0{,}34.$$

Bezeichnet

r den mittleren Schraubenhalbmesser = 38 mm,
α den Kurbelarm = 400 mm,
φ das Gesamtübersetzungsverhältnis der beiden Vorgelege,
P die Kurbelkraft = 40 kg für beide Kurbeln zusammen,

so ist

$$\frac{P}{Q} \eta = \varphi \frac{r}{R} \operatorname{tg} \alpha$$

und

$$\varphi = \frac{40 \cdot 0{,}34 \cdot 400}{15\,000 \cdot 38 \cdot 0{,}093} = \frac{1}{9{,}7} \sim \frac{1}{10}.$$

Dieses Verhältnis läßt sich durch das Umsetzungsverhältnis 1 : 2 für die Kegelräder und 1 : 5 für die Stirnräder erreichen.

c) Zahnstangenwinden.

Die Zahnstangenwinden finden zumeist als sogenannte Wagenwinden, nach Art der Fig. 456 ersichtlichen Abbildung, mit drehbarer Kopf- und fester Fußklaue an der Zahnstange versehen, ferner bei Schleusen und Mühlgräben zum Verstellen und Aufziehen der Schützen, in einzelnen Fällen auch als Zugwinden über schweren Arbeitsmaschinen Verwendung. Die Gehäuse werden aus Holz mit eisernen Beschlägen, in neuerer Zeit auch aus einer einzigen Tafel Stahlblech, die ohne jede Winkeleisenverbindung zu einem hohlen Kasten zusammengebogen und mit dem Kopf- und Bodenstück verschraubt wird, hergestellt. Die Winden erhalten je nach der Größe ihrer Tragkraft — 2000 bis 20 000 kg — einfaches oder doppeltes Rädervorgelege mit dem Übersetzungsverhältnis 1 : 4 bis 1 : 7. Um möglichst kleine Räderabmessungen und damit eine handliche Gehäuseform zu erhalten, geht man mit den Zähnezahlen der kleinen Trieblinge bis auf vier herab und fräst ihre Zahnprofile unmittelbar in die zugehörigen Wellen ein, während das Material gleichzeitig bis zu der äußersten zulässigen Grenze beansprucht wird. Die spezifische Pressung zwischen den Zahnflanken steigt bis auf 400 kg/qcm; in der Zahnwurzel der Zahnstange ergeben sich für die Höchstlast rechnerisch Biegungsbeanspruchungen von 3300 bis 3400 kg/qcm, — vorausgesetzt, daß die Last im ungünstigsten Falle am Kopfe eines einzigen Zahnes angreift.



Fig. 456.

Der Wirkungsgrad der Zahnstangenwinden kann je nach Zahl der Vorgelege und Zähnezahl der Trieblinge $\eta = 0{,}4$ bis $0{,}6$ gesetzt werden.

Die Höhe der Wagenwinde beträgt $\sim 0{,}8$ m, der Zahnstangenhub 0,25 bis 0,60 m.

D. Krane.

Man unterscheidet je nach der Form der Krangerüste:

Krane mit Ausleger und
Krane mit Bühne.

Erstere werden je nach der Lage der Auslegerstrebe als Drehkrane (mit senkrechter Drehachse) und als Scheren- oder Mastenkrane (mit wagerechter Kippachse) bezeichnet.

Der Kranbetrieb wird für leichte Stücke zumeist noch durch Handarbeit mit Kurbel oder Haspelrad vermittelt.

Für größere Lasten treten pneumatischer, hydraulischer, elektrischer und Dampfbetrieb in Wettbewerb. In dem Nachstehenden sollen nur Handkrane, ferner elektrische und Dampfkrane besprochen werden, wobei bezüglich der beiden letzteren noch zu unterscheiden ist, ob sie mit eigenen Motoren ausgerüstet sind oder durch Leitungen (Strom-, Seil- oder Wellenleitungen) den erforderlichen Antrieb von zumeist noch anderen Zwecken dienenden Motoren aus erhalten. Im übrigen ist bei Erörterung der einzelnen Konstruktionen mehr Rücksicht auf die Einteilung des Gebietes nach den verschiedenen äußeren Kranformen als nach der Art der Betriebskraft genommen.

a) Krane mit Ausleger.

1. Drehkrane mit feststehender Säule.

Fig. 457 zeigt einen solchen Kran, der um eine die Deckenkonstruktion stützende gußeiserne Säule schwingt, mitsamt der auf dem wagerechten Ausleger des Kranes beweglichen Laufkatze. Das Krangerüst besteht aus ⊏-Eisen.

Bezeichnet
Q die Nutzlast,
G das gesamte Eigengewicht der Laufkatze,

so ruft, wenn zunächst von dem Einflusse des ganzen Kraneigengewichtes abgesehen wird, die belastete Laufkatze bei ihrer Endstellung im Stützpunkte p des Auslegers einen senkrecht abwärts gerichteten Druck X_1 und in o eine senkrecht aufwärts gerichtete Kraft Y_1 hervor.

Es ist nach der Abbildung

$$X_1 = \frac{(Q + G)(m + n)}{n},$$

$$Y_1 = \frac{(Q + G)\,m}{n}.$$

Die Kraft Y_1 wirkt als Zugkraft in der Säule vom Fuße der Druckstrebe bis zum Ausleger, die Kraft X_1 zerlegt sich in eine Druckkraft D_1 nach der Richtung der Auslegerstrebe und in eine Zugkraft Z_1 nach der Richtung des Laufkatzenträgers.

Es ist

$$D_1 = \frac{X_1}{\sin\alpha},$$

$$Z_1 = \frac{X_1}{\operatorname{tg}\alpha}.$$

Schließlich ergibt sich noch für die Zugkomponente der Vertikalkraft X_2 in dem Laufkatzenträger

$$Z_2 = \frac{X_2}{\operatorname{tg} \alpha},$$

wodurch eine weitere Vermehrung der spezifischen Zugspannung des Laufkatzenträgers auftritt, die indes zumeist so gering ist, daß sie vernachlässigt werden kann.

Die Vertikalkomponente der Kraft D_2 erhöht im Fuße der Auslegerstrebe die Druckbelastung der Kransäule um X_2.

Für die Beanspruchung der Säule zufolge des um sie schwingenden belasteten Krangestelles ist das Kippmoment des letzteren zu ermitteln, welches durch den Biegungswiderstand der Säule aufgenommen werden muß. Die gleichzeitige Druckbelastung der Säule ruft eine Spannungsvermehrung auf der Druckseite der Säule hervor.

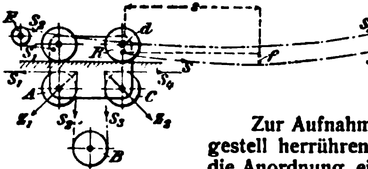


Fig. 458.

Zur Aufnahme der von dem belasteten Krangestell herrührenden Säulendrücke empfiehlt sich die Anordnung eines oberen Rollen- und eines unteren Kugellagers, in ähnlicher Weise, wie dies bei dem Fig. 459 ersichtlichen Drehkrane zur Ausführung gekommen ist.

Für die Berechnung der Laufkatzenwinde sind zuvor die Fahrwiderstände der Laufkatze zu ermitteln. Diese setzen sich zusammen aus:

α) den Bewegungswiderständen der Leitrollen in der Laufkatze und der losen Rolle für die Lastkette;

β) dem Widerstande der rollenden Reibung der Katzenlaufräder und ihrer Zapfen- und Spurkranzreibung;

γ) den Widerständen der Laufkatzen-Zugkette und ihrer Rollen.

α) Sind A und C, Fig. 458, die Leitrollen für die Lastkette in der Katze und B die lose Rolle in der Kettenschlinge, an der die Last hängt, so kann, da die Spannung im Trum S_1 angenähert gleich der halben Nutzlast, also $= \frac{Q}{2}$, nach den früher (S. 459) entwickelten Bezeichnungen gesetzt werden

$$S_2 = S_1 x = \frac{Q}{2} x; \quad S_3 = S_2 x = \frac{Q}{2} x^2; \quad S_4 = S_3 x = \frac{Q}{2} x^3,$$

worin $x \sim 1,06$ beträgt.

Der Spannungswiderstand in den wagerechten Strecken der Lastkette setzt sonach der Katzenbewegung einen Widerstand

$$W_1 = \frac{Q}{2} (x^3 - 1)$$

entgegen.

β) Die Gesamtzapfenbelastung ist nach den vorstehend ermittelten Kettenspannungen

$$Z = Z_1 + Z_2 = \sqrt{S_1^2 + S_2^2} + \sqrt{S_3^2 + S_4^2};$$

Bezeichnet noch
G das gesamte Eigengewicht der Laufkatze in kg,
R den Halbmesser der Laufräder in cm,
d den Durchmesser ihrer Zapfen in cm,
μ_1 den Zapfenreibungskoeffizienten $= 0{,}1$,
f den Koeffizienten der wälzenden Reibung in cm $= 0{,}08$,

so folgt für den Fahrwiderstand, infolge der Zapfen- und der rollenden Reibung,

$$W_2 = \frac{(Q+G)f + \mu_1 \frac{d}{2} Z}{R} + \text{Spurkranzreibung;}$$

letztere kann etwa gleich dem 0,5fachen des von der rollenden und der Zapfenreibung herrührenden Fahrwiderstandes gewählt werden.

γ) Die als Erhöhung des Fahrwiderstandes in Rechnung zu stellende Spannung S_1 (Fig. 458) der Laufkatzenzugkette wird am größten, wenn die Katze in die linke Endstellung gelangt.

Bezeichnet
f die größte Einsenkung des oberen Kettentrums in m,
s seine halbe Spannweite in m,
p das Eigengewicht der Kette in kg/lfd. m,

so kann, wenn an Stelle der Kettenlinie eine Parabel als Näherungskurve zugrunde gelegt wird,

$$S = \frac{p\,s^2}{2f} \quad \text{(vergl. Gl. 19 auf S. 152)}$$

gesetzt werden.

Damit folgt für die aufzuwendende Zugkraft S_1 am Kopf der Laufkatze

$$S_1 = W_1 + W_2 + S.$$

Durch die Widerstände an der Leitrolle F steigt die erforderliche Zugkraft S_2 im oberen Kettentrum auf $S_2 = S_1\, x$.

Für die Umfangskraft U' an der treibenden Daumenrolle E ist schließlich wegen der Zapfen- und Kettenreibung an dieser Rolle $U' = S_2\, x = S_1\, x^2$ zu setzen. Andererseits unterstützt die Kettenspannung S an der Ablaufstelle der Daumenrolle ihren Antrieb, so daß eine Umfangskraft

$$U = U' - S = S_1\, x^2 - S = (W_1 + W_2)\, x^2 + \frac{p\,s^2}{2f}(x^2 - 1)$$

von außen in die treibende Daumenwelle einzuleiten ist.

Hiermit kann die Laufkatzenwinde berechnet werden.

Gießerei-Drehkran für 6000 kg Tragkraft.

Ausgeführt von der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, A.-G., Abteilung Unruh & Liebig, in Leipzig-Plagwitz.

Die Auslegerstrebe des Fig. 459 ersichtlichen Kranes von 5000 mm größtem Schwenkhalbmesser wird hier durch zwei gebogene E-Eisen gebildet, die gegen Laufkatzenträger und Kranschilde noch durch besondere Streben abgesteift sind. Diese, wie auch die übrigen zum Krangerüst gehörigen Streben sind ebenfalls aus E-Eisen hergestellt. Die feststehende Kransäule besteht aus zwei durch E-Eisen miteinander

verbundenen I-Trägern. Durch ein am äußersten Ende der verlängerten Laufkatzenträger befestigtes Gegengewicht werden die Biegungsbeanspruchung der Säule wie auch die wagerechten Schwenklagerdrücke vermindert.

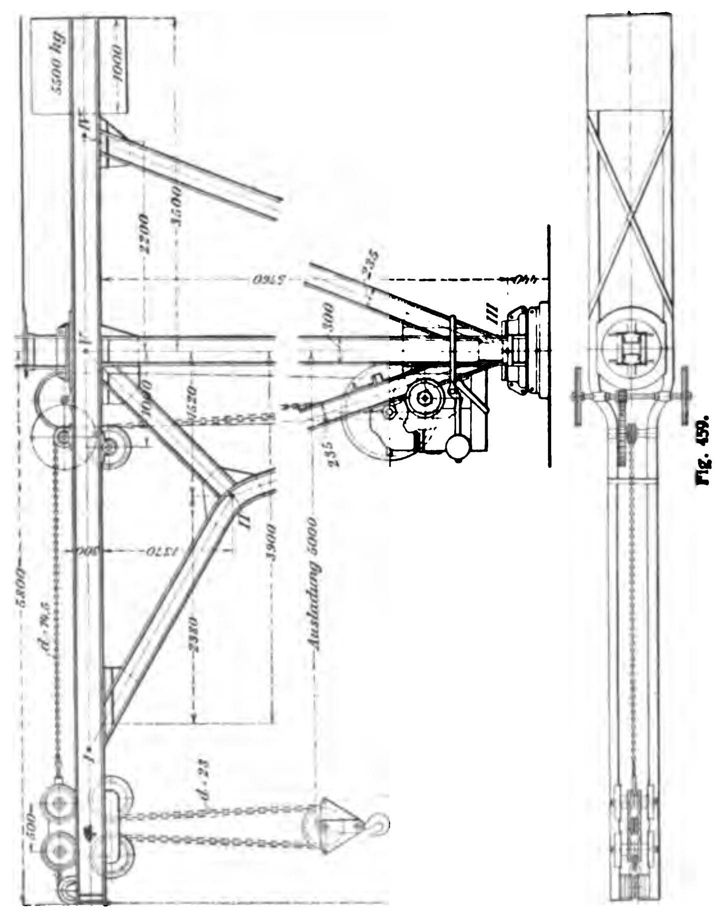


Fig. 459.

In der äußersten Laufkatzenstellung ist die Belastung des Knotenpunktes I für die Nutzlast, einschließlich der Laufkatze, wenn deren gesamtes Eigengewicht zu 300 kg angenommen wird (s. Fig. 460 a),

$$= \frac{6300 \cdot 5000}{4160} \sim 7570 \text{ kg},$$

während sich die Belastung des Knotenpunktes *IV* — herrührend von dem 5500 kg schweren Gegengewichte — zu

$$\frac{5500 \cdot 3000}{2260} = 7300 \text{ kg}$$

ergibt.

Hiermit folgt für die im Knotenpunkte *V* aufwärtsgerichtete Kraft

$$(7570 + 7300) - (6300 + 5500) = 3070 \text{ kg}.$$

Die wagerechten Seitenkräfte, welche in den Knotenpunkten *III* und *V* auftreten, ermitteln sich unmittelbar zu

$$\frac{6300 \cdot 5000 - 5500 \cdot 3000}{5910} \sim 2540 \text{ kg}.$$

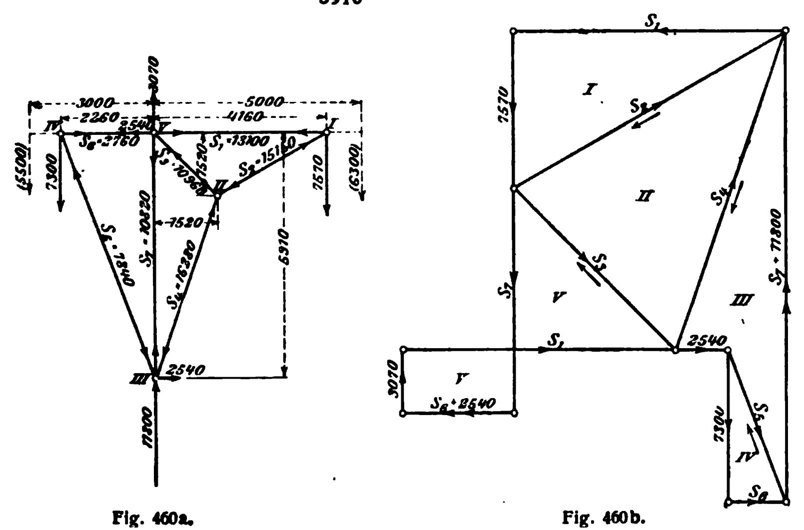


Fig. 460a. Fig. 460b.

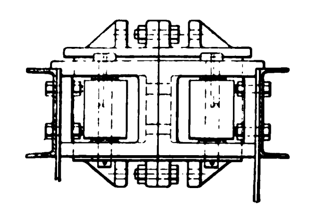
Mit diesen äußeren Belastungen erhält man die **Stabkräfte des Krangerüstes** durch Aufzeichnen des **Kräfteplanes** für die einzelnen Knotenpunkte desselben nach Fig. 460b.

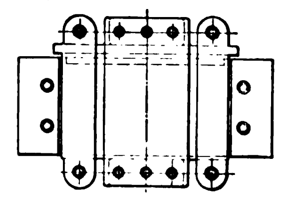
Der Einfluß des Eigengewichtes auf die Erhöhung der Kräfte kann in gleicher Weise ermittelt werden, indem man zunächst das Gewicht jeder einzelnen Stabstrecke auf die benachbarten Knotenpunkte verteilt und für diese Knotenpunktbelastungen, in Verbindung mit den wagerechten Kräften, die infolge der Eigengewichtswirkung des Krangerüstes in den Knotenpunkten *III* und *V* auftreten, sowie unter Berücksichtigung der senkrechten Belastungen von *I* und *IV* durch das Eigengewicht der freien Enden der Laufkatzenträger, einen zweiten Kräfteplan verzeichnet, dessen Kraftgrößen zu denen des ersteren hinzutreten. Für die Abmessungen der Stabprofile, die, wie in dem vorhergehenden Beispiel, auf Grund der Festigkeitsrechnungen zu bestimmen sind, ist der Einfluß des Eigengewichtes nicht sehr erheblich und kann

von vornherein durch entsprechende Beschränkung der zulässigen Beanspruchungen berücksichtigt werden.

Die in den Knotenpunkten *III* und *V* auftretenden wagerechten Kräfte sind jedoch möglichst genau zu berechnen, und ebenso darf die zusätzliche Druckbelastung des Stützzapfens nicht vernachlässigt werden. Im vorliegenden Falle ist das Krangestell durch ein als Rollenlager ausgebildetes oberes Halslager (Fig. 461) und durch ein unteres Kugellager (Fig. 462) mit 62 Stahlkugeln von je $1^1/_4''$ engl. Durchmesser abgestützt. (In Fig. 462 ist zu beachten, daß im Aufriß die zweiteilige Druckplatte des Kugellagers gegenüber dem Grundriß um 90° versetzt liegt.)

Die Lastwinde (Fig. 462) ist mit doppeltem Vorgelege und Wechselräderpaaren konstruiert, um kleinere Lasten mit entsprechend größerer Geschwindigkeit heben zu können. Der Austausch der Wechsel-





räder erfolgt beim Verschieben der Kurbelwelle, deren jeweilige Lage durch eine Falle gesichert ist.

In der gezeichneten Stellung ist die Kurbelwelle ausgerückt. Beim Verschieben derselben nach links arbeitet die Winde mit Rädern, die Zähnezahlen 12 und 84 bezw. 10 und 84 aufweisen. Hiernach ist bei ∼ 124 mm Daumenrad- und 400 mm Kurbelhalbmesser, mit dem Gesamtwirkungsgrade des Triebwerkes $\eta = 0{,}70$, der erforderliche Kurbeldruck

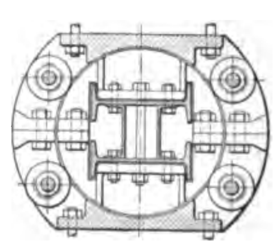


Fig. 461.

$$P = \frac{3000 \cdot 124}{0{,}70 \cdot 400} \frac{12}{84} \frac{10}{84} \sim 22 \text{ kg},$$

d. h. ∼ 11 kg für jeden der beiden Arbeiter.

Mit dem Umsetzungsverhältnis $\frac{24}{72}$ des Wechselräderpaares läßt sich bei dem gleichen Kurbeldrucke von 22 kg eine Last

$$Q' = \frac{22 \cdot 400 \cdot 72 \cdot 84 \cdot 0{,}70}{124 \cdot 24 \cdot 10} \sim 1250 \text{ kg}$$

mit etwa $\frac{7}{3}$mal größerer Geschwindigkeit heben als vordem die volle Nutzlast.

Die Winde ist mit einer Sperradbremse ausgerüstet, um das selbsttätige Sinken der Last zu hindern.

Die **Laufkatze** (Fig. 459) wird mittels einer kalibrierten Kette ohne Ende durch Antrieb des rechtsseitigen Daumenrades ($z = 6$, $t = 40$, $d = 155{,}45$) verschoben, dessen Stirnrädervorgelege mit dem Umsetzungsverhältnis 13 : 84 durch Haspelräder von je 600 mm Durchmesser mit Ziehketten von unten in Tätigkeit gesetzt werden kann.

Zum **Schwenken** des Kranes dient eine vom Auslegerkopf herabhängende Kette.

Als **freistehende** Drehkrane mit fester Stahlsäule oder mit hohler gußeiserner Säule haben die **Verladekrane** mit gekrümmtem Blechträger oder mit gerader Auslegerstrebe und Schließe eine große Verbreitung gefunden.

Fig. 463 zeigt einen derartigen Kran mit **gekrümmtem Blechträger** der Maschinenfabrik E. **Becker** in Berlin für Nutzlasten bis zu 15 000 kg.

Die feststehende Stahlsäule ist mit schwach kegelförmig verjüngtem Fuß in die entsprechend ausgebohrte Nabe einer sternförmigen Grundplatte eingelassen und diese durch acht Ankerschrauben mit dem Fundament verbunden.

Der aus Blechen und Winkeleisen hergestellte, gekrümmte Ausleger — häufig finden auch **gitterförmige Ausleger**

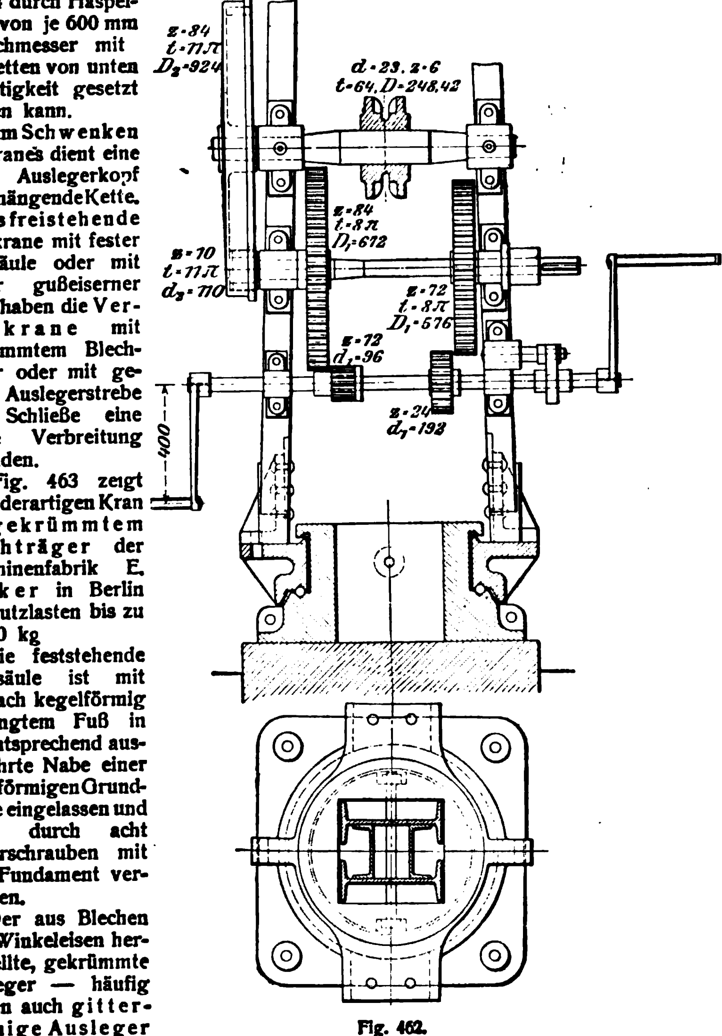


Fig. 462.

Anwendung — mit doppeltem, umschaltbarem Vorgelege und loser Rolle stützt sich oben mittels einer kräftigen Spurzapfenplatte auf den Säulenkopf, unten mittels der Rollen eines Halslagers gegen den Säulenschaft.

Zum Schwenken des Kranes sind die Reibungswiderstände im Stützzapfen- und im Rollenlager zu überwinden; hierzu dient im vorliegenden Falle eine besondere, auf der Abbildung nicht ersichtliche Winde.

Bezeichnet

V die senkrechte Belastung des Stützzapfens,
H „ wagerechte „ „ „
$N = \dfrac{H}{2\cos\frac{\alpha}{2}}$ die wagerechte Belastung jeder der beiden Halslagerrollen,
r_1 den Stützzapfenhalbmesser,
r_2 „ Halbmesser der Lagerrollen,
r_3 „ „ „ Rollenachsen,
ρ „ „ des Säulenschaftes,
$\mu_1 = 0{,}1$ den Zapfenreibungskoeffizienten,
$f = 0{,}08$ (auf cm bezogen) den Koeffizienten der rollenden Reibung,
R den Teilkreishalbmesser des auf die Kransäule für den Schwenkbetrieb aufgekeilten Zahnkranzes,

so bestimmt sich der auf den Umfang dieses Teilkreises bezogene Gesamtwiderstand aller Lagerreibungen durch

$$W = \frac{\mu_1 V r_1}{2R} + \frac{\mu_1 H r_1}{R} + \frac{2\mu_1 N r_3}{r_2}\,\frac{\rho}{R} + \frac{2fN}{r_2}\,\frac{\rho}{R}.$$

Die Berechnung der Kransäule (für Stahl $k_b = 800$, für Gußeisen $k_b = 400$ kg/qcm) erfolgt wie S. 492 angegeben; damit sie sich möglichst wenig durchbiegt, ist sie so kurz, wie es mit Rücksicht auf die Lager statthaft ist, auszuführen.

Anstatt der meist stark überlasteten Rollenlager mit drei großen Rollen, von denen zwei Rollen den Lagerdruck aufnehmen und auf die Stützsäule übertragen, die dritte Rolle nur zur Führung dient, wenden einige Konstrukteure einfach cylindrische Muffen an, welche die Kransäule hinter dem Auslegerfuß als Lagerschale umgeben und bei der Dicke der Säulen verhältnismäßig geringe spezifische Pressungen empfangen. Günstiger gestalten sich die Verhältnisse, wenn man die Rollenachsen in einen frei beweglichen Ring (s. z. B. Fig. 474) einsetzt, der durch besondere kleine Laufräder getragen wird und der Krandrehung folgt, während sich der Lagerdruck, ohne die Achsen der wälzenden Rollen zu belasten, von dem drehbaren Blechträger (Ausleger) auf die feststehende Kransäule überträgt.

Der Zug Z in den Ankerschrauben folgt für den in der Kranschnabelebene liegenden Drehpunkt E der Grundplatte nach Fig. 463 aus

$$(Q + G)(a - c) + G_1(b - c) = G_0 c + Z d.$$

Hierin bedeutet

$Q + G$ die Nutzlast samt Eigengewicht der losen Rolle mit Haken u. s. w. am Hebelarme $a - c$,
G_1 das Eigengewicht der überhängenden Teile des Krangerüstes am Hebelarme $b - c$,

G_0 das Eigengewicht der zentrischen Teile einschließlich Grundplatte am Hebelarme c,

d den Hebelarm der dem angenommenen Drehpunkte E diametral gegenüberliegenden Ankerschraube.

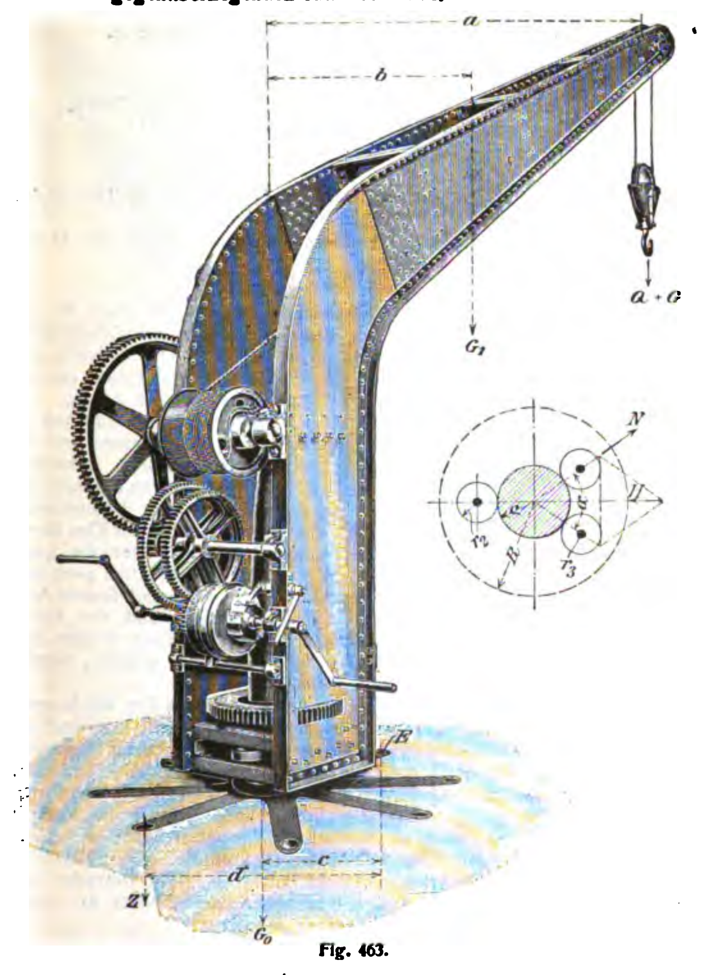


Fig. 463.

Die Kraft Z dient ferner zur Ermittelung der Abmessungen der auf Biegung beanspruchten Armquerschnitte der sternförmigen Grundplatte. Der gefährliche Querschnitt der Arme liegt an der Nabe.

Da die Fundamentanker dazu dienen, die Grundplatte mit einem cylindrischen Mauerklotz zu verbinden, der das Umkippen des vollbelasteten Kranes zufolge seines Eigengewichtes Q_0 verhindern soll, ergibt sich letzteres, unter Bezugnahme auf Fig. 463, für eine an den Grundkreis des vollkommen freistehend gedachten Mauerklotzes vom Durchmesser D (in m) gelegte Tangente als Kippachse zu

$$Q_0 = \frac{(Q+G)\left(a-\frac{D}{2}\right)-G_1\left(\frac{D}{2}-b\right)}{\frac{D}{2}} - G_0 = \frac{\pi}{4} D^2 l \gamma,$$

worin noch

l die Höhe des Fundamentsteincylinders, d. h. die Länge der Anker in m,

γ das Gewicht eines Kubikmeters Mauerwerk in kg (im Mittel $\gamma = 1600$ kg)

bedeuten.

Der Durchmesser D des Steincylinders ist etwa 40 bis 50 cm größer als der Durchmesser des Ankerkreises der Grundplatte zu nehmen. Das Gewicht des Fundaments wählt man zweckmäßig $= 2\,Q_0$ bis $2{,}5\,Q_0$.

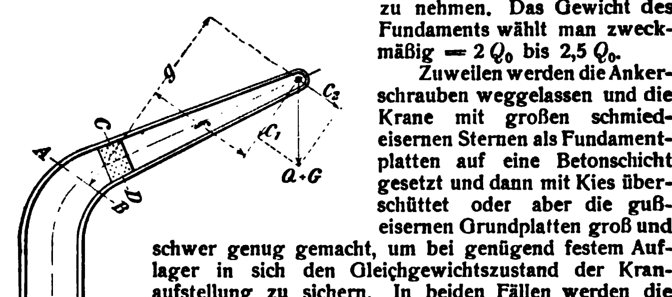


Fig. 464.

Zuweilen werden die Ankerschrauben weggelassen und die Krane mit großen schmiedeisernen Sternen als Fundamentplatten auf eine Betonschicht gesetzt und dann mit Kies überschüttet oder aber die gußeisernen Grundplatten groß und schwer genug gemacht, um bei genügend festem Auflager in sich den Gleichgewichtszustand der Kranaufstellung zu sichern. In beiden Fällen werden die Krane, damit die Grundplatte kleiner ausfällt, häufig mit Gegengewichten ausgeführt.

Zur angenäherten Berechnung des in Fig. 464 herausgezeichneten gekrümmten Blechträgers sind für den beliebigen Querschnitt A—B desselben das Biegungsmoment $C_1 f + C_2 g$, worin C_1 und C_2 die Seitenkräfte von $Q + G$, ferner die Druckkraft C_1 zu berücksichtigen. Der Zug in dem auf die Trommel auflaufenden Kettentrum wirkt entlastend und kann zu Gunsten der Konstruktionssicherheit unberücksichtigt bleiben. Die Schubkraft C_2 kommt insbesondere für die Trennungsstelle des Trägers (Querschnitt C—D) in Betracht und muß durch die Schubspannung der hier angeordneten Niete der zweiseitigen Laschenverbindung aufgenommen werden.

Fig. 465 zeigt einen Verladekran mit geradem Ausleger und Schließe der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim für Nutzlasten bis zu 16500 kg. Die Kranwinde sowie das Triebwerk für das Kranschwenken sind an den gußeisernen Seitenplatten — den sog. Kranschilden — bezw. am Kasten des unteren

Rollenlagers befestigt. Die aus 2 Teilen zusammengeschraubte Grundplatte ist für den Schwenkbetrieb mit einer Innenverzahnung versehen.

Einen freistehenden Drehkran (Verladekran) der Fig. 466 ersichtlichen Bauart mit elektrischem Antrieb durch einen reversierbaren Motor, der mit der Lastwinde unten am Krangestell angeordnet ist, lieferte die Maschinenfabrik E. Becker in Berlin für die Donnersmarckhütte in Zabrze (Oberschlesien). Der Kran hat 3000 kg Tragfähigkeit und 4,25 m Ausladung. Der Betrieb erfolgt durch einen Hauptstrommotor von 4,5 PS Leistung mit einer Hubgeschwindigkeit von 4 m/min für die Höchstlast. Derartige Krane werden für Nutzlasten bis zu 15000 kg gebaut.

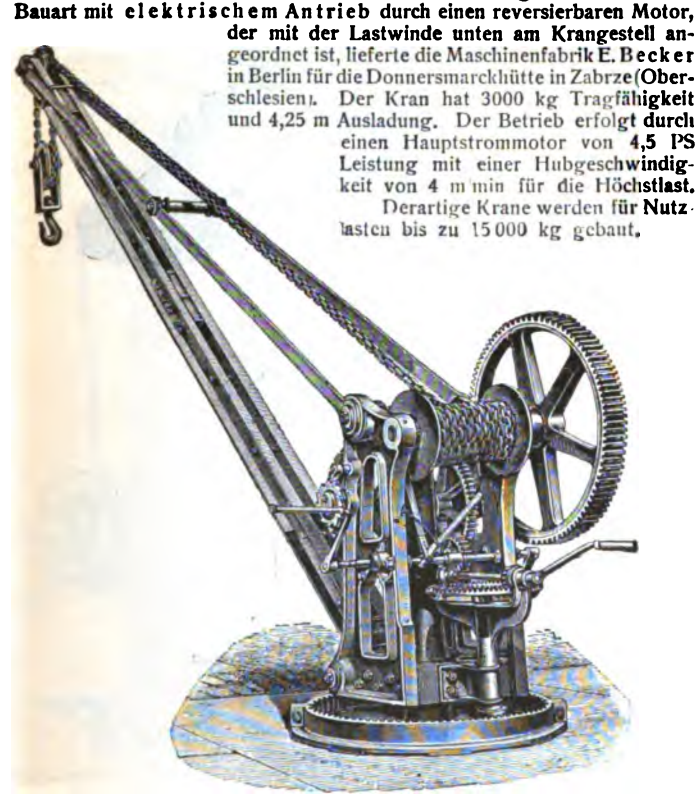


Fig. 465.

Die Verschiebung der Laufkatze und das Schwenken des Kranauslegers geschieht von Hand durch Haspelketten oder Kurbelantrieb.

2. Drehkrane mit beweglicher Säule.

Ein drehbarer Wandkran (Magazinkran) mit innerhalb des Gebäudes liegender Konsolwinde von E. Becker in Berlin ist in Fig. 467 dargestellt. Die Abstützung des Kranes erfolgt durch ein an der Außenseite der Mauer befestigtes oberes Konsollager und ein unteres Spurlager. Die Lastkette wird, um das Kranschwenken zu ermöglichen,

über ein in Nähe des oberen Zapfens angebrachtes Leitrollenpaar *a*, *b* nach der Trommel geführt.

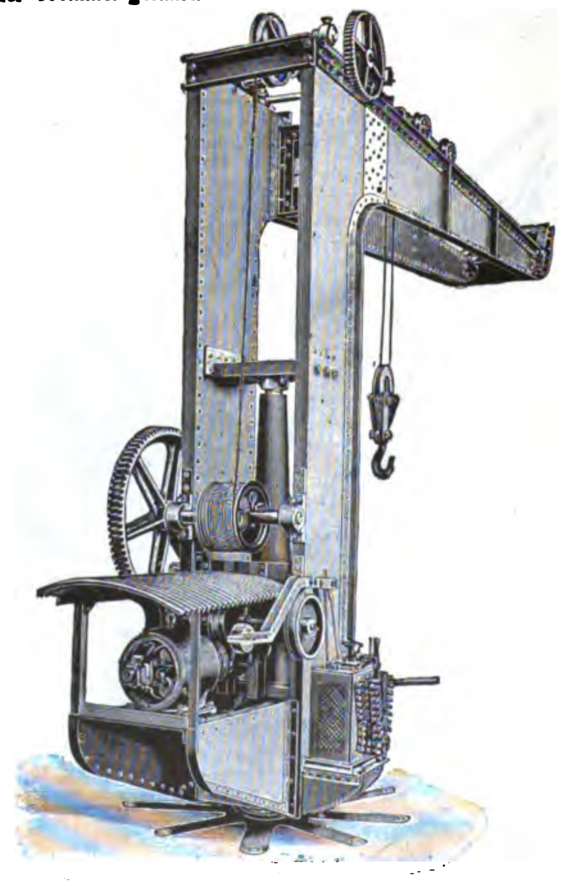


Fig. 466.

Um die durch die Lage dieser Leitrollen, in bezug auf die Krandrehachse, hervorgerufene Neigung des Kranes zum selbsttätigen Schwenken zu vermindern, empfiehlt es sich, den Durchmesser der Rollen, selbst für große Kranausladungen,

$$d \leqq 250 \text{ mm}$$

zu wählen.

Die Neigung zum selbsttätigen Schwenken verschwindet, wenn man die Lastkette durch eine senkrechte Leitrolle vom Ausleger zunächst in die Krandrehachse und erst durch eine zweite Leitrolle nach der Winde ablenkt.

Das aus [-Eisen gebildete Gerüst eines schweren **Gießereikranes** für 6000 kg Nutzlast und 4800 mm größten Schwenkhalbmesser zeigt Fig. 468.

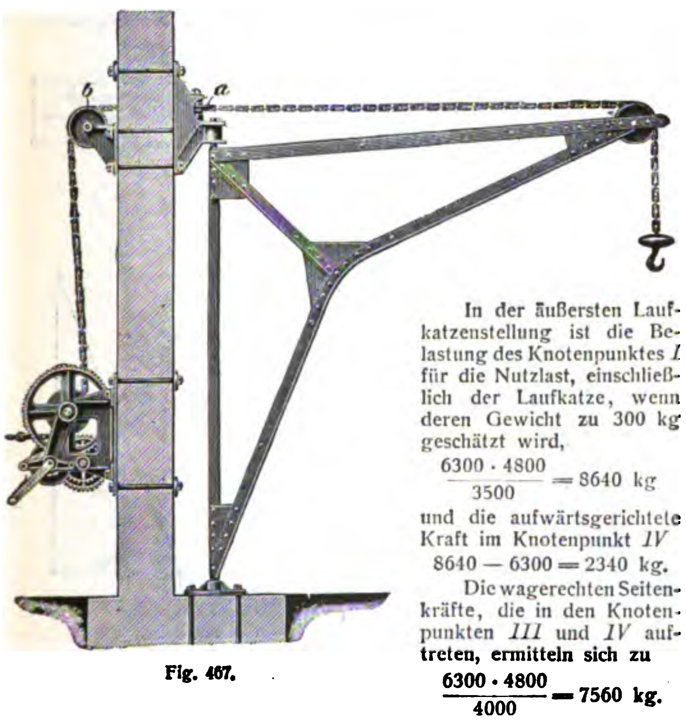


Fig. 467.

In der äußersten Laufkatzenstellung ist die Belastung des Knotenpunktes I für die Nutzlast, einschließlich der Laufkatze, wenn deren Gewicht zu 300 kg geschätzt wird,

$$\frac{6300 \cdot 4800}{3500} = 8640 \text{ kg}$$

und die aufwärtsgerichtete Kraft im Knotenpunkt IV

$$8640 - 6300 = 2340 \text{ kg}.$$

Die wagerechten Seitenkräfte, die in den Knotenpunkten III und IV auftreten, ermitteln sich zu

$$\frac{6300 \cdot 4800}{4000} = 7560 \text{ kg}.$$

Mit diesen äußeren Belastungen erhält man die einzelnen **Stabkräfte** des Systems durch Aufzeichnen des in Fig. 468a ersichtlichen Kräfteplanes. Der Einfluß des Eigengewichtes auf die Erhöhung der Kräfte läßt sich in gleicher Weise, wie es für den in Fig. 457 dargestellten Gießereikran mit feststehender Säule auf S. 491 angegeben ist, ermitteln.

Der Antrieb der Lastwinde erfolgt durch Kurbeln, derjenige der Laufkatze durch ein Haspelrad.

Bei einem ähnlichen Kran (Fig. 469) der Maschinenfabrik C. **Herm. Findeisen** in Chemnitz für 7500 kg Nutzlast erhalten Lastwinde und Laufkatze Kurbelantrieb. Das Schwenken des Kranes geschieht von Hand,

Bei dem in Fig. 470 dargestellten **Drehkran mit elektrischem Antrieb** von **Ludwig Stuckenholz** in Wetter a. d. Ruhr arbeitet der in das Krangerüst eingebaute Elektromotor durch ein Wurmgetriebe auf eine senkrechte gemeinsame Vorgelegewelle *a* für die Lastwinde und die Laufkatzenbewegung, von der der Antrieb mittels einer Reibungskupplung durch eines der beiden Stirnräderwechselpaare für schnellen oder langsamen Gang auf die benachbarte Welle *b* übertragen werden kann. Diese ist mit Wendegetrieben *c* und *d* der Fig. 471 ersichtlichen Bauart ausgerüstet. Von dem unteren Wendegetriebe *c*

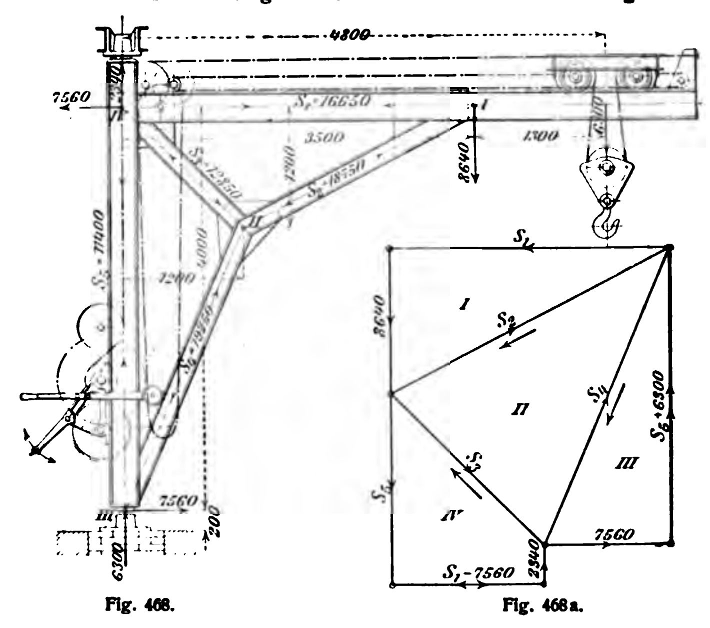


Fig. 468. Fig. 468a.

zweigt sich der rechts- und linksläufige Antrieb der Lastwinde, von dem oberen *d* das Fahrwerk der Laufkatze je durch ein Stirnräderpaar ab. Die Lastkette läuft über eine Kettennuß und fällt in einen unten an der Kransäule angebrachten Kasten. Das Hebelwerk der Lastbremse ist derart mit dem Steuerhebel des Windenwendegetriebes gekuppelt, daß sich die Bremse beim Ausrücken desselben schließt und die aufgewundene Last schwebend festhält.

Bei dem als **Schubkeilkupplung** ausgebildeten **Wendegetriebe** (Fig. 471) werden die innerhalb der beiden lose auf der Wellenachse laufenden Kegelräder a_1 und b_1 liegenden geschlitzten Ringe zum Kupplungsschlufs durch Keildruck auseinandergespreizt. Die Schubmuffe *m*, auf der die Keile *k* befestigt sind, wird in der gewöhnlichen Weise mittels eines Schleifringes durch einen Gabelhebel bewegt, an dessen äußerem Ende eine nach dem Steuerhebel führende Zugstange angreift.

Unter der Annahme,

daß der Durchmesser des Ringes im ungespreizten Zustande ~ 2 mm kleiner als der innere Kupplungsscheibendurchmesser,

der halbe Keilwinkel α des Schubkeiles $\operatorname{tg} \alpha = 0{,}2$,

P_1 die Spreizkraft in tangentialer Richtung zum Auseinanderdrücken des Ringes,



Fig. 469.

P_2 die zusätzliche Spreizkraft zur Erzeugung des Druckes zwischen den Gleitflächen,

D die Einpressungskraft des Keiles in der achsialen Vorschubrichtung ist,

sind für Gußeisenringe mit dem Reibungskoeffizienten $\mu = 0{,}1$ und mit einer Pressung $p = 10$ kg/qcm in den Gleitflächen im angepreſsten Zustande — überall gleichmäßiges Anliegen vorausgesetzt — in der folgenden Tabelle die Hauptwerte einiger Schubkeilkupplungen zusammengestellt [1]).

---

[1]) Vergl. H. Bethmann, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1898, S. 534.

Durchmesser des gespreizten Ringes mm	Ringbreite mm	Ringdicke mm	Übertragbare Umfangskraft kg	Spreizkraft P_1 kg	Anpressungskraft P_2 kg	Einpressungskraft D des Keiles kg	Größte Zugbeanspruchung kg/qcm	Größte Druckbeanspruchung kg/qcm
200	60	10	377	20	600	372	417	483
250	65	12,5	510	21,5	811	499	332	405
300	70	15	660	23,6	1050	644	281	357
350	75	17,5	824	25,2	1310	801	238	320
400	80	20	1005	26,5	1600	975	208	291
450	85	22,5	1202	28,7	1908	1162	177	262
500	90	25	1414	29,9	2251	1368	166	255
550	95	27,5	1642	31	2611	1585	148	236
600	100	30	1885	33	3000	1820	139	227

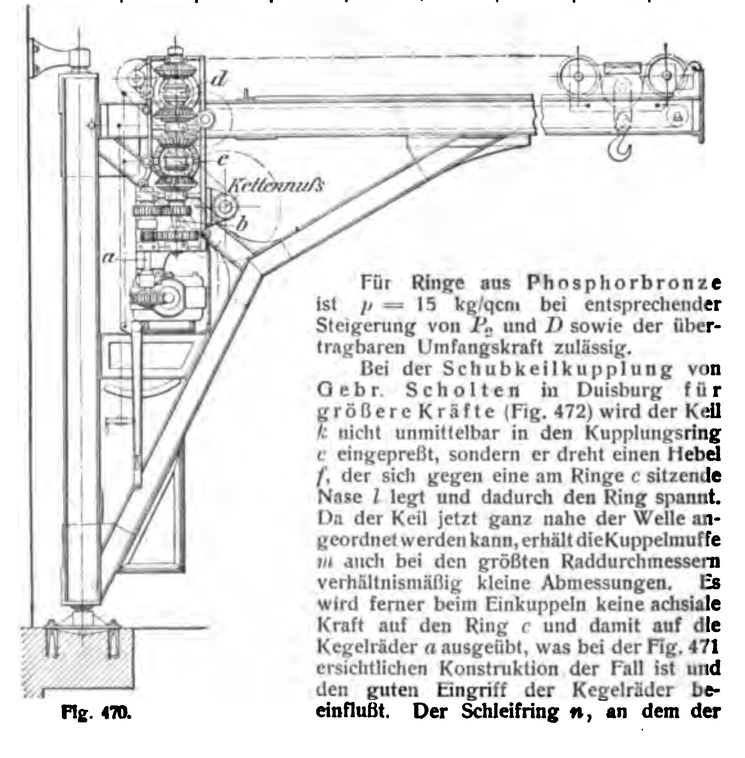


Fig. 470.

Für Ringe aus **Phosphorbronze** ist $p = 15$ kg/qcm bei entsprechender Steigerung von P_2 und D sowie der übertragbaren Umfangskraft zulässig.

Bei der **Schubkeilkupplung** von **Gebr. Scholten** in Duisburg **für größere Kräfte** (Fig. 472) wird der Keil k nicht unmittelbar in den Kupplungsring c eingepreßt, sondern er dreht einen Hebel f, der sich gegen eine am Ringe c sitzende Nase l legt und dadurch den Ring spannt. Da der Keil jetzt ganz nahe der Welle angeordnet werden kann, erhält die Kuppelmuffe m auch bei den größten Raddurchmessern verhältnismäßig kleine Abmessungen. Es wird ferner beim Einkuppeln keine achsiale Kraft auf den Ring c und damit auf die Kegelräder a ausgeübt, was bei der Fig. 471 ersichtlichen Konstruktion der Fall ist und den guten Eingriff der Kegelräder beeinflußt. Der Schleifring n, an dem der

Gabelhebel *o* angreift, ist in der zweiteiligen Muffe *m* auf Stahlkugeln gelagert.

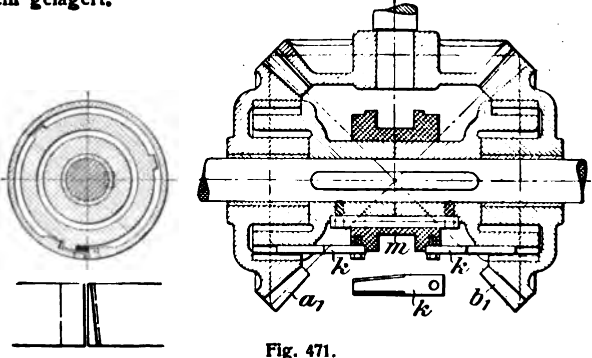


Fig. 471.

Mit derartigen Kupplungen sind die Wendegetriebe des in Fig. 475 dargestellten elektrischen Velocipedkranes für 8000 kg Tragkraft ausgerüstet. Das äußere Ende des mit dem Schleifringe jeder Kupplung verbundenen Gabelhebels greift hier mit einem verzahnten Segment in eine mittels Handrades bewegte Schnecke, durch deren Selbstsperrung der Hebel in jeder Lage festgehalten wird.

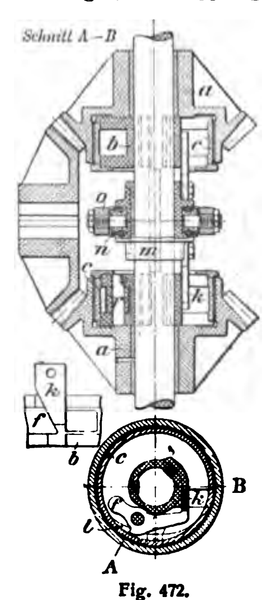


Fig. 472.

Bei den von **Fairbairn** zuerst ausgeführten und nach ihm benannten **Schachtkranen** wird der Ausleger durch einen einzigen, aus Blechen und Winkeleisen zusammengenieteten, gekrümmten Träger mit kastenförmigem Querschnitt gebildet.

Da die vollen Blechwangen des Auslegers dem Schwenken des zumeist an ungeschützten Orten aufgestellten Kranes bei Winddruck einen großen Widerstand entgegensetzen, werden dieselben vielfach durch ein **Gitterwerk** ersetzt, wie es die Abbildung (Fig. 473) zeigt.

Der Auslegerkopf wird in diesem Falle zur Aufnahme der Leitrolle mit kurzen, vollen Blechwangen ausgeführt und auch die Übergangskrümmung zwischen Ausleger und Säulenschaft vollwandig hergestellt.

Die **Stabkräfte** lassen sich am einfachsten auf **graphischem Wege** durch Aufzeichnen der Kräftepläne oder mittels der

[1]) Wendegetriebe mit **Schraubenspindeln** s. Z. d. V. d. I. vom 20. Februar 1904 S. 268.

Ritterschen Methode — durch Aufstellen der Momentengleichungen für die verschiedenen Knotenpunkte — bestimmen.

Das Fußzapfenlager ist ein gewöhnliches Spurlager, das Halslager ein grofses Rollenlager der in Fig. 474 dargestellten Bauart mit Wälzungsrollen in einem gemeinsamen Laufring, dessen kegelförmige Tragrollen zwischen den Wälzungsrollen liegen.

Bezeichnet

Q die Nutzlast,
G das Eigengewicht der losen Rolle mit Haken u. s. w.,

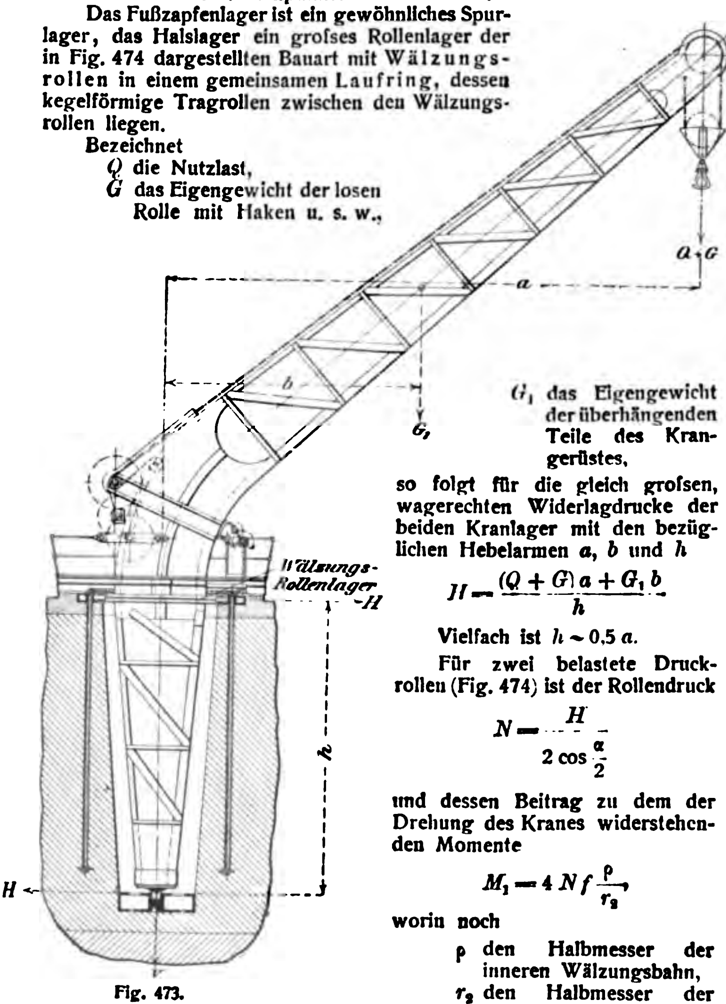


Fig. 473.

G_1 das Eigengewicht der überhängenden Teile des Krangerüstes,

so folgt für die gleich grofsen, wagerechten Widerlagdrucke der beiden Kranlager mit den bezüglichen Hebelarmen a, b und h

$$H = \frac{(Q + G)\,a + G_1\,b}{h}.$$

Vielfach ist $h \sim 0{,}5\,a$.

Für zwei belastete Druckrollen (Fig. 474) ist der Rollendruck

$$N = \frac{H}{2\cos\frac{\alpha}{2}}$$

und dessen Beitrag zu dem der Drehung des Kranes widerstehenden Momente

$$M_1 = 4\,N f \frac{\rho}{r_2},$$

worin noch

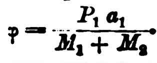
ρ den Halbmesser der inneren Wälzungsbahn,
r_2 den Halbmesser der Wälzungsrollen,
f den Koeffizienten der wälzenden Reibung $\sim 0{,}08$ (auf cm bezogen)

bedeuten.

Das Reibungsmoment des Stützzapfens vom Halbmesser r_1 ergibt sich für die volle Belastung V desselben mit dem Zapfenreibungskoeffizienten μ_1 zu

$$M_2 = \mu_1 r_1 \left(H + \frac{2}{3} V\right).$$

Das Gesamtübersetzungsverhältnis des Drehtriebwerkes ergibt sich für die Kurbelkraft P_1 und die Kurbelarmlänge a_1 zu



$$\varphi = \frac{P_1 a_1}{M_1 + M_2}.$$

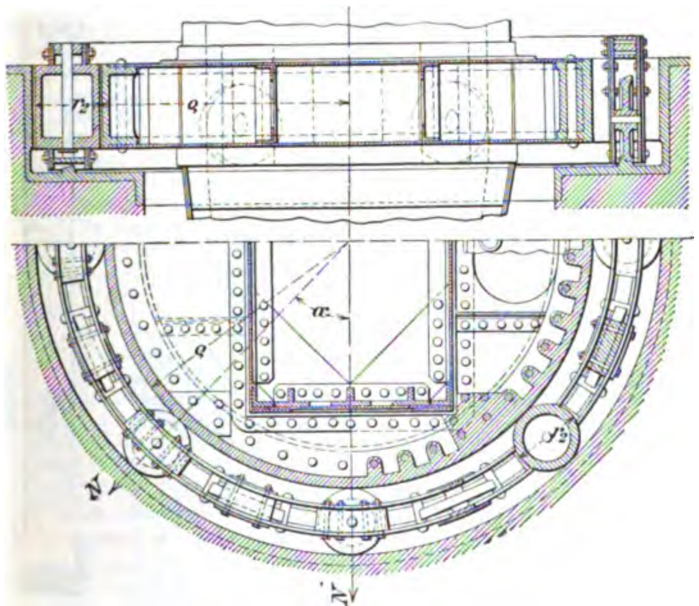


Fig. 474.

Die Fairbairn-Krane werden auch für Dampfbetrieb eingerichtet und erhalten in diesem Falle zweckmäßig einen mit dem Kran herumschwingenden Kessel, womit die Zuleitung des Dampfes von außen durch den unteren Zapfen vermieden wird. Bequemer lassen sich diese Krane durch einen Elektromotor betreiben, wobei es nicht erforderlich ist, den Strom durch den Zapfen zu leiten.

3. Fahrbare Drehkrane.

α) Drehkrane auf einer Schiene laufend.

Zum Bewegen von Lasten im Werkstättenbetriebe werden vor etwa 30 Jahren von Ramsbottom erfundene sogenannte Veloziped-

krane benutzt, deren Wagengestell nur mit zwei hintereinander liegenden Laufrädern für eine einschienige Bahn ausgerüstet ist. Die

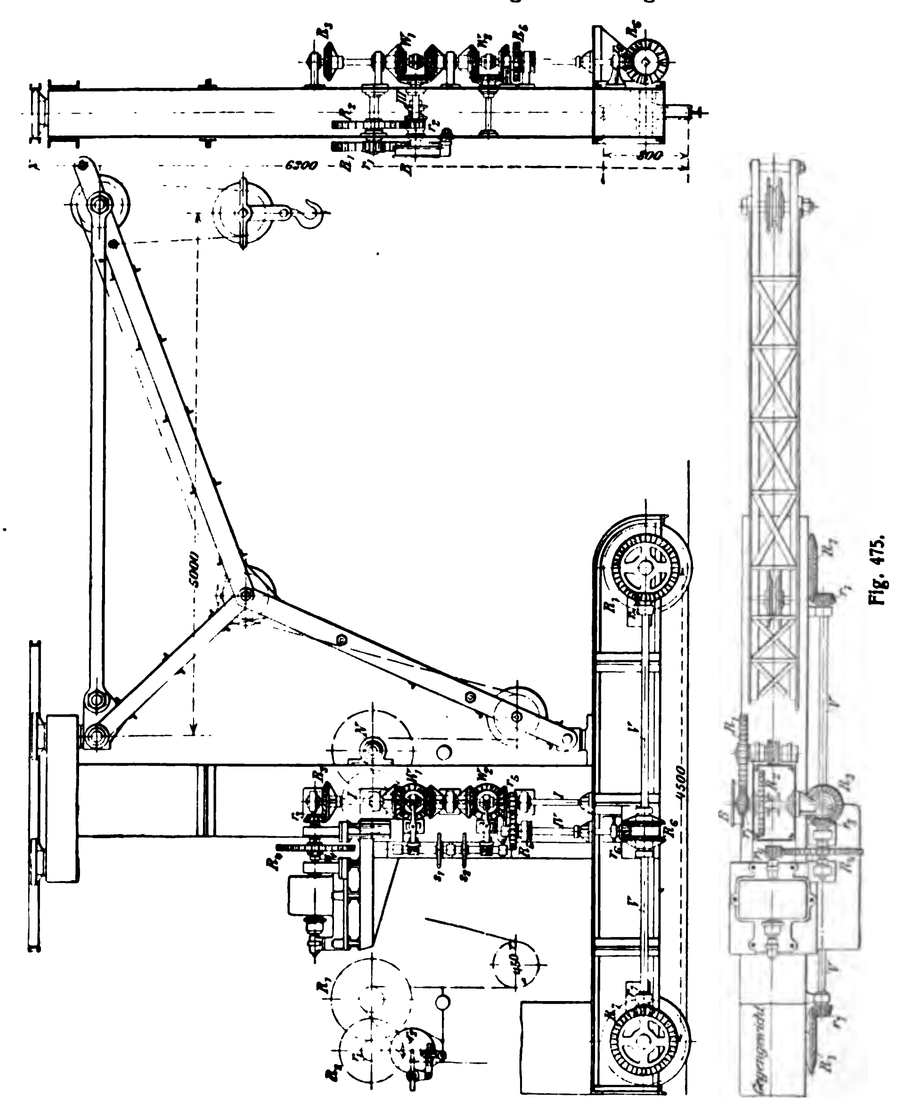


Fig. 475.

Krane werden mit Hand- und Seilantrieb (Seilgeschwindigkeit bis zu 25 m/sek), in neuerer Zeit zumeist mit elektrischem Antriebe gebaut.

Bei dem in Fig. 475 dargestellten Velozipedkran für 8000 kg Tragkraft, von Gebr. Scholten in Duisburg[1]), ist ein stets in gleichem Drehsinn laufender Elektromotor verwendet, der durch das Rohhautritzel r_4 das Rad R_4 und durch das Kegelräderpaar r_3, R_3 die senkrechte Welle I mit den beiden Wendegetrieben W_1 und W_2 umtreibt.

Auf der von W_1 betriebenen Welle III sitzt die Bremsscheibe B; die beiden Stahlgußräderpaare r_2, R_2 und r_1, R_1 übertragen die Bewegung auf die Welle der Kettennuß N von 233,4 mm Durchmesser für eine Lastkette von 23 mm Eisenstärke.

Die Fahrbewegung des Kranes wird durch das Wendegetriebe W_2 eingeleitet, indem auf dem unteren der beiden Kegelräder das Getriebe r_6 befestigt ist, durch welches R_6, die Wellen IV, V und schließlich die Laufräder angetrieben werden.

Die beiden Zahnräderwendegetriebe mit Reibungskupplung der Fig. 472 (S. 507) ersichtlichen Bauart werden mittels der Handräder s_1 und s_2 bedient. Der Hebel der auf Welle III sitzenden Differentialbremse steht mit der Steuerung des Wendegetriebes W_1 derart in Verbindung, dafs, wenn dieses auf Abwärtsgang eingestellt ist, die Bremse gelöst ist. Die Last wird also auch beim Abwärtsgange durch den Motor angetrieben; dadurch können leere Haken und kleine Lasten rasch gesenkt werden, ohne daß schwere Hakengeschirre erforderlich sind.

Das zur Übertragung der Fahrbewegung des Kranes dienende Zahnrad R_5 sitzt auf seiner Achse nicht fest, sondern ist mit Rücksicht auf die beim Anfahren und Abstellen auftretenden Massenkräfte durch eine Lamellenkupplung mit ihr verbunden.

Der Kranausleger wird von Hand geschwenkt; um die hierbei auftretenden Reibungswiderstände zu vermindern, läuft der untere Stützzapfen desselben auf Stahlkugeln.

Aus der nachstehenden Tabelle sind die Abmessungen der Zahnräder zu entnehmen.

Bezeichnung	Durchmesser	Zähnezahl	Teilung
$r_1 : R_1$	196 : 784	14 : 56	14 π
$r_2 : R_2$	126 : 630	14 : 70	9 π
$r_3 : R_3$	216 : 432	24 : 48	9 π
$r_4 : R_4$	150 : 750	15 : 75	10 π
$r_5 : R_5$	180 : 360	18 : 36	10 π
$r_6 : R_6$	143 : 429	13 : 39	11 π
$r_7 : R_7$	192 : 672	12 : 42	16 π

Hiernach beträgt die Hubgeschwindigkeit der Last bei 1100 minutlichen Umdrehungen des Motors von 9,5 PS

$$v_1 = \frac{1}{2}\, 0{,}2334\, \pi \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2} \frac{r_3}{R_3} \frac{r_4}{R_4}\, 1100 = 1{,}92 \text{ m/min},$$

die Fahrgeschwindigkeit

$$v_2 = 0{,}8\, \pi \frac{r_7}{R_7} \frac{r_6}{R_6} \frac{r_5}{R_5} \frac{r_3}{R_3} \frac{r_4}{R_4}\, 1100 = 13{,}15 \text{ m/min}.$$

[1]) Vergl. Chr. Eberle, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1898, S. 4.

Der Wirkungsgrad der Lastbewegung ist bei der gebräuchlichen Annahme

$$\eta = 0{,}98 \; 0{,}96^3 \; 0{,}95 \; 0{,}92^4 = 0{,}60.$$

Die Größe des Koeffizienten c ergibt sich bei dem aus Rohhaut gefertigten Ritzel vom Halbmesser r_4 aus der Gleichung

$$P = c\,b\,t \text{ (vergl. S. 112).}$$

Es ist

$$P = \frac{75 \cdot 9{,}5}{\frac{0{,}075\,\pi \cdot 1100}{30}} = 82{,}5 \text{ kg}; \; b = 65 \text{ mm}; \; t = 10\,\pi;$$

demnach

$$c = \frac{82{,}5}{6{,}5 \cdot \pi} = 4{,}05.$$

β) Drehkrane auf zwei Schienen laufend.

Fig. 476 zeigt einen fahrbaren Drehkran von 5000 kg Tragkraft der Firma Gauhe, Gockel & Cie. in Oberlahnstein a. Rh. Derselbe besteht aus einer gußstählernen feststehenden Säule, auf die sich mittels kräftiger Traversen mit eingesetzten stählernen Zapfen das drehbare Gestell stützt. Die Ausleger werden von zwei ⊏förmigen, durch Winkel und Flacheisen versteiften Walzeisen gebildet, die durch Zugstangen mit der oberen Säulentraverse verbunden sind. Von hier führen zwei weitere Stangen nach den Enden eines ebenfalls aus ⊏-Eisen hergestellten Gegenauslegers, auf dem sich das Gegengewicht G_1 bewegt. Die Wirkung des letzteren wird durch ein festes Gegengewicht G_2 unterstützt. Die Säule ist in das Untergestell eines vierrädrigen Wagens eingebaut.

Die selbsttätige Einstellung des Gegengewichtes G_1 wird durch eine im Auslegerkopf liegende Spiralrolle vermittelt, die das stehende Kettentrum der losen Lastrolle aufnimmt und mit einer zweiten Rolle fest verbunden ist, die als Windentrommel für das am fahrbaren Gegengewicht befestigte Drahtseil dient. Beim Aufwinden der Last dreht der Kettenzug die Spiralrolle samt der Seilrolle und zieht damit das Gegengewicht nach außen, bis sich durch Verkleinerung des treibenden Rollenmomentes, infolge der abnehmenden Armlängen der Spirale, das Gleichgewicht mit dem unveränderlichen Moment des Gegengewichtszuges an der zugehörigen Seilrolle herstellt.

Im vorliegenden Falle sind die Gegengewichte so bemessen, daß bei keinem Belastungszustand der Schwerpunkt sich um mehr als 500 mm von der Kranmitte entfernt. Da nun die durch die Laufräder gelegten Unterstützungslinien ein Quadrat von 1500 mm Seitenlänge bilden, so bedarf es keinerlei weiterer Vorrichtungen, um Standfestigkeit herbeizuführen. Die auf den Abbildungen ersichtlichen Schienenklammern dienen nur zum Feststellen des Kranes.

Der selbsttätige Ausgleich der Last durch das Gegengewicht vermindert gleichzeitig die Biegungsbeanspruchung der Kransäule und die wagerechten Schwenklagerdrücke. Die mit doppeltem ausrückbarem Vorgelege gebaute Lastwinde ist zum Betreiben mittels Klemmkurbeln eingerichtet. Für kleine Lasten kann die lose Rolle durch die Fig. 476a

ersichtliche Sperrung der Lastkette mittels des Hakenträgers außer Tätigkeit gesetzt werden. Zum Schutze gegen den Kurbelrücklauf ist

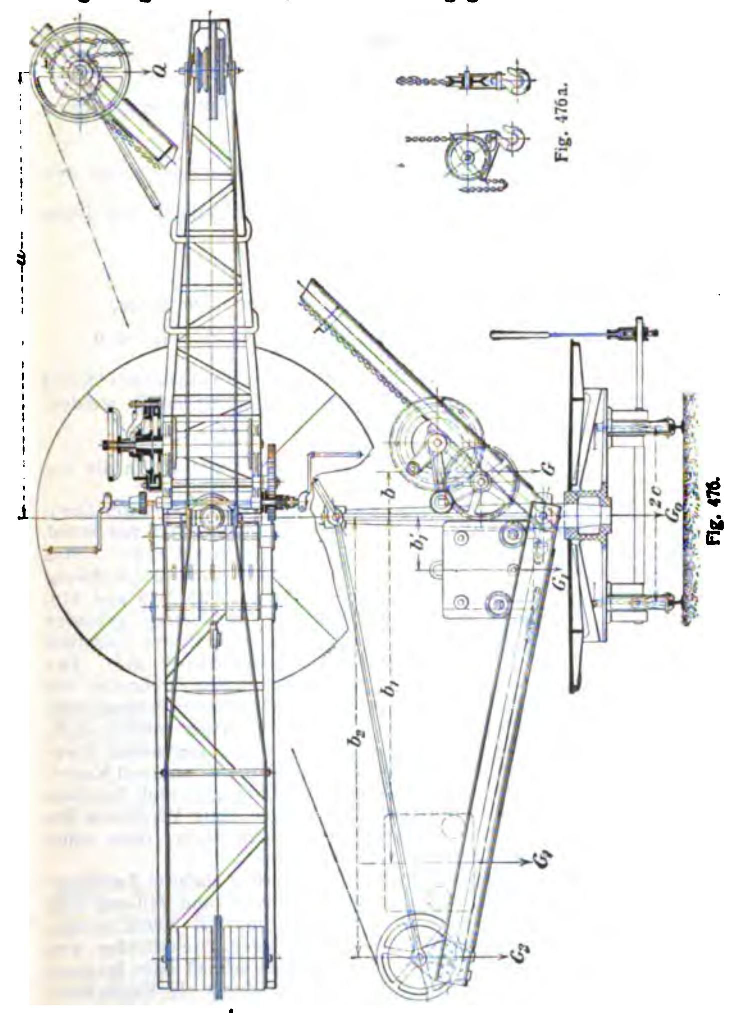


Fig. 476.

die Winde mit der S. 450 beschriebenen Senkbremskupplung ausgerüstet. (Über ein ebenfalls angeordnetes ausrückbares Sicherheitsgesperre s. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1893, S. 265.)

Bezeichnet allgemein in bezug auf die Standfestigkeit solcher fahrbaren Drehkrane hinsichtlich ihrer freien Aufstellung auf der Schienenbahn (vergl. Fig. 476)

Q die Höchstlast des Kranes,
a die Ausladung,
G_1 das fahrbare Gegengewicht,
b_1 bezw. b_1' den zugehörigen Hebelarm in der äußersten bezw. innersten Stellung dieses Gewichtes,
G_2 das feste Gegengewicht,
G das Gewicht des ganzen beweglichen Krangestelles, mit Ausnahme der Gegengewichte G_1 und G_2,
G_0 das Eigengewicht des Wagens mit Einschluß der festen Kransäule,
b und b_2 die Hebelarme von G und G_2,
$2c$ die Schienenspurweite,

so muß, um ein Kippen des belasteten Kranes zu verhüten,

$$Q(a-c)-G(c-b)-G_1(b_1+c)-G_2(b_2+c)-G_0 c<0$$

sein.

Damit der Gesamtschwerpunkt auch bei unbelastetem Krane innerhalb der Räder bleibt, muß die Bedingung erfüllt werden:

$$G_2(b_2-c)-G_1(c-b_1')-G(b+c)-G_0 c<0.$$

Ist der Radstand $<2c$, so ist dieser an Stelle von $2c$ in die vorstehenden Gleichungen einzuführen.

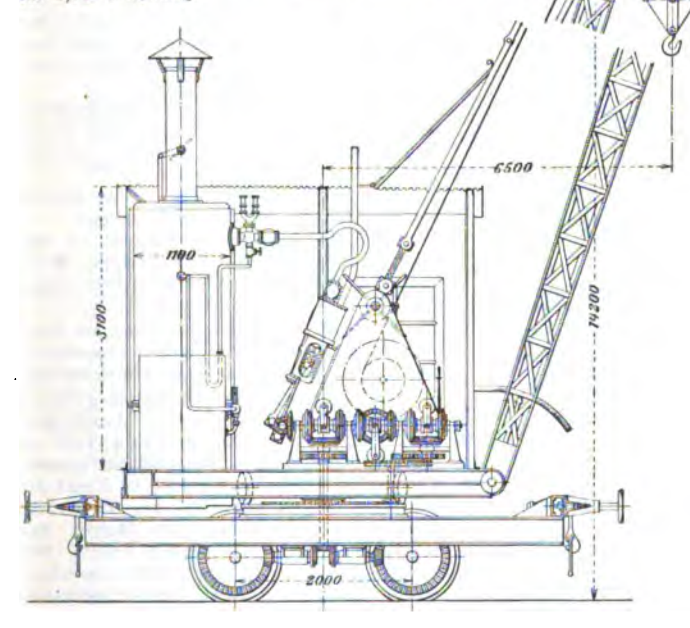
Häufig erfolgt die Einstellung des Gegengewichtes fahrbarer Drehkrane nicht selbsttätig durch die Last, sondern nach Bedarf von Hand.

Ein fahrbarer Dampfdrehkran der Dampfkessel- und Gasometerfabrik A.-G. vorm. A. Wilke & Co. in Braunschweig von 3000 kg Tragfähigkeit ist in Fig. 477 und 477a (S. 515 und 516) dargestellt. Der Wagen des mit veränderlicher Ausladung gebauten Kranes hat feste Radgestelle von 2 m Abstand; ein kräftiges Gußstück in seiner Mitte nimmt den stählernen sog. Königsstock auf. Der schmiedeiserne Oberwagen läuft mit vier cylindrischen Drehrollen aus Stahlguß auf einem mit dem Unterwagen fest verbundenen Schienenweg von 1800 mm Laufkreisdurchmesser. Die Vorzüge einer solchen drehbaren Bühne, des sog. Drehscheibensystems, gegenüber Kranausführungen, bei denen nur der Ausleger drehbar ist, während Kessel, Maschine und Führerstand auf den Wagengestell befestigt sind, bestehen insbesondere darin, daß volle Kreisschwenkungen ohne Verdrehen des Lastseiles vollführt werden können, und der Kranführer, ohne seine Stellung zu ändern, die Last stets vor Augen hat.

Die wegen der Raumausnutzung schräg liegende einfache Zwillings-Dampfmaschine von je 180 mm Cylinderdurchmesser und 240 mm Hub arbeitet bei 8 atm Betriebsdruck mit durchschnittlich 200 Uml/min. Der Dampfeintritt zur Maschine wird durch einen Drehschieber von Hand gesteuert, so daß der Führer die Maschine schnell oder langsam laufen lassen kann. Die von der Kurbelwelle durch ein Kegelräderpaar (Rohhaut-Gußeisen) im Verhältnis 2 : 1 angetriebene wagerechte Vorgelegewelle trägt drei je zwischen Lagerböcken mit gemeinschaftlicher Grundplatte liegende Wendegetriebe für das Hub-, Dreh- und Fahrwerk.

Die Hubbewegung (Übersetzung 1 : 26) wird vom mittleren Wendegetriebe aus durch Stirnräder (14 : 90) abgeleitet; die gedrehte und mit Rillen versehene Seiltrommel für 18 mm Lastseil aus Pflugstahldraht (~ 21 600 kg Bruchbelastung) hat 498 mm Durchmesser. (Geschwindigkeit für das Lastheben ~ 12 bis 14,3 m/min.)

Die Krandrehung (Übersetzung 1 : 124) erfolgt vom Wendegetriebe aus mittels oberhalb der Plattform liegende Räderwerke auf eine stehende Welle, deren unterer Teil in den Zahnkranz des Unterwagens eingreift. (Geschwindigkeit der Drehbewegung 1,61 bis 1,93 Uml/min.)



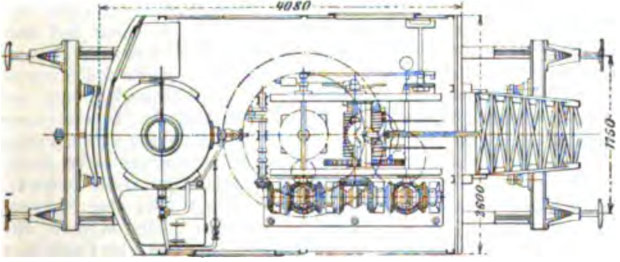
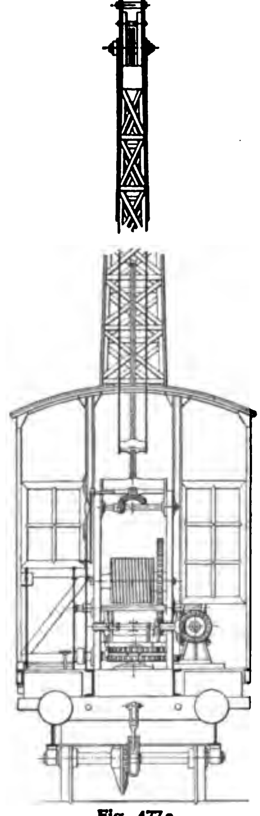


Fig. 477.


Fig. 477 a.

Die Fahrbewegung (Übersetzung 1 : 16) wird vom Wendegetriebe mittels wagerechter Stirnräder nach einer durch den Königszapfen geführten Welle geleitet, von der die Bewegung durch Kegelräder beiderseits auf die Laufräder von je 980 mm Durchmesser übertragen wird. (Geschwindigkeit der Fahrbewegung 38,4 bis 46 m/min.)

Für Heben, Schwenken und Fahren dient je ein Handhebel, zum Lüften der geräuschlosen Sperradbremse ein Fußhebel und zum Drosseln des Dampfes ein Steuerventil.

Der Lachapelle-Dampfkessel mit vier in die Feuerbüchse eingeschweißten Quersiedern hat 10 qm wasserbespülte Heizfläche und 0,4 qm Rostfläche.

Die Ausladung kann bei unbelastetem Ausleger von Hand mittels Armkreuzes, Kegelräder und Schraubenspindel zwischen 5 und 12 m verstellt werden.

Die größte Tragfähigkeit des Kranes beträgt 3000 kg bei 6,5 m Ausladung.

Das Obergestell des Wagens ist mit einem Schutzhaus mit Eisengerippe, Wellblechdach und Holzwänden umgeben (vergl. Z. d. V. d. I. 1904, S. 268 u. ff.).

Lokomotivkrane erhalten am fahrbaren Untergestell eine besondere Lokomotivmaschine mit zwei Cylindern und Umsteuerung.

Fig. 478 zeigt die in Walzeisen ausgeführte Drehscheibe eines von der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Paris 1900 ausgestellten elektrisch betriebenen Vollportalkranes für 3000 kg Tragkraft mit zugehörigem Drehwerk und Fahrwerk. Hierzu dient ein einziger Motor, der normal 5 PS bei 950 Uml/min liefert. Mit seiner Ankerwelle ist eine Welle gekuppelt, die einerseits durch eine Klaue mit dem lose darauf drehbaren Rohhautgetriebe für Fahren und anderseits durch eine Klaue mit einer Schneckenwelle für Drehen gekuppelt werden kann. In die Schnecke der letzteren greift das Rad einer stehenden Welle, deren am andern Ende befestigtes Getriebe mit einem auf dem Walzeisenunterbau der Drehscheibe befestigten Rade mit Innenverzahnung in Eingriff steht. In das Rohhautgetriebe dagegen greift das Stirnrad einer zweiten Schneckenwelle, die ihrerseits mittels Schneckenrades auf eine durch den Mittelzapfen gesteckte stehende Welle wirkt. Von letzterer aus werden mit 6 Paar Kegelrädern, 2 Paar Stirnrädern und 6 Hilfswellen die Laufräder des Kranes angetrieben. Die Umsteuerung wird durch einen Wendeanlasser m mit Kohlenkontakten und Kupferrolle bewirkt. Die Steuerwelle a ist nach unten verlängert, trägt dort eine Kurvenscheibe b und betätigt mit dieser die Stoppbremse g des Motors, die als gewichtbelastete Einklotzbremse ausgeführt ist. Die vier Laufrollen der Drehscheibe stützen sich auf eine normale Eisenbahnschiene (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 880).

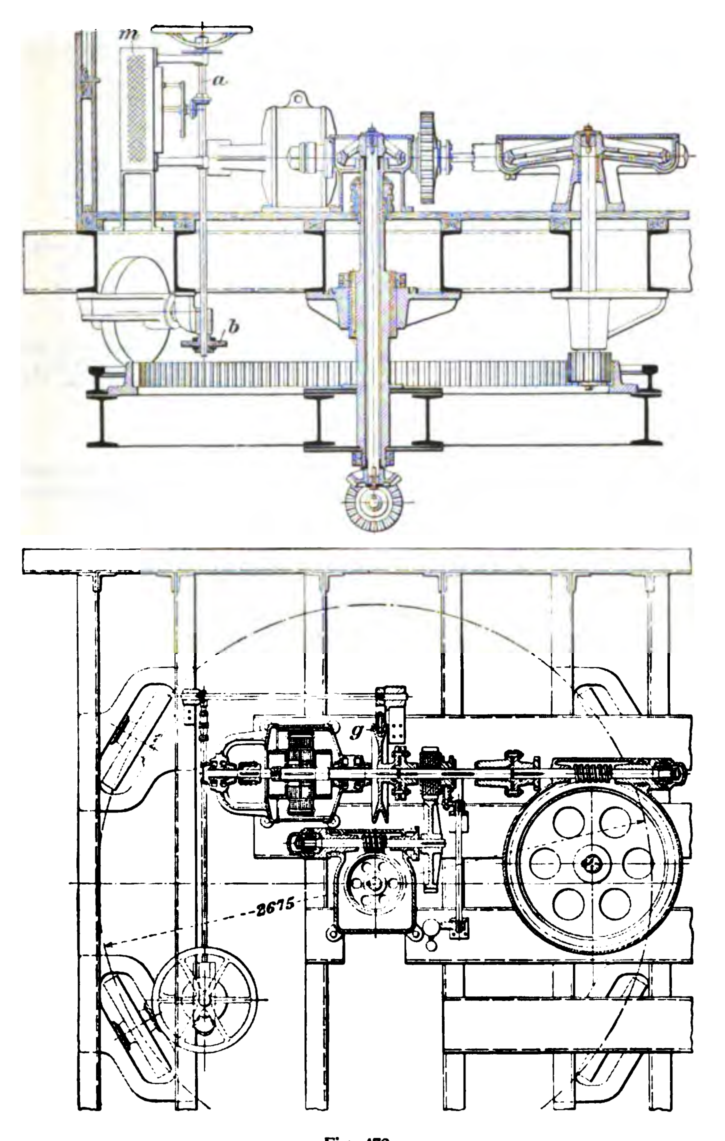


Fig. 478.

Ein von Ludwig Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr für den Hamburger Hafen gebauter Drehscheiben-Dampfkran von 150000 kg Tragkraft hat folgende Hauptabmessungen:

Ausladung von Mitte Drehachse bis zum großen Lasthaken .	17,3 m
" " " " " kleinen " .	19,3 "
Hubhöhe für den großen Lasthaken	25,0 "
Hub der oberen Rolle über Quai	31,0 "
Durchmesser der Drehscheibe von Mitte zu Mitte Rolle . . .	13,0 "
Gewicht des Kranes ohne Ballast	245000 kg
" " Ballastes	250000 "
Cylinderdurchmesser der Zwillingsmaschine	314 mm
Hub derselben	550 "
Minutliche Umdrehungszahl	80 "
Hubgeschwindigkeiten für Lasten bis 150000 kg	0,25 m/min
" " " " 75000 "	0,5 "
" " " " 36000 "	1,0 "
" " " " 18000 "	2,0 "
Schwenkgeschwindigkeiten (am großen Lasthaken gemessen)	{ 9,0 " / 18,0 "

Der Kran wird durch einen kräftigen Mittelzapfen gehalten und ruht auf 32 Laufrollen. Die Lastkette ist eine Gallsche Gelenkkette von 200 mm Teilung; für die größte Last wirkt diese Kette vierfach, für die kleinste Last einfach. Die Steuerung erfolgt durch Wendegetriebe.

4. Scheren- oder Mastenkrane.

Bei diesen Kranen wird der Ausleger aus zwei nach unten weit auseinander gespreizten Schenkeln — meist aus einzelnen zusammen-

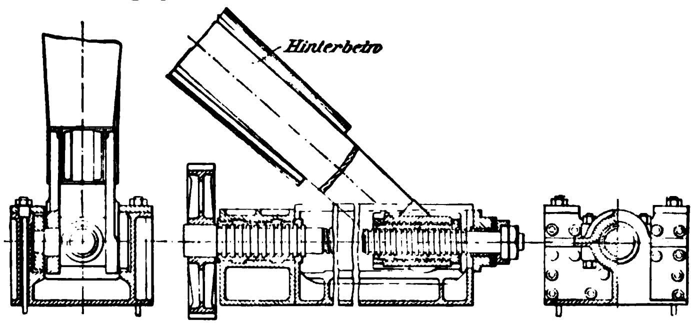


Fig. 479

genieteten Blechschüssen mit konischer Verjüngung nach beiden Enden bestehend — hergestellt, durch deren veränderliche Neigung die Last horizontal versetzt wird. Dies geschieht durch eine vom Auslegerkopf zu einer Winde auf dem Grundmauerwerk führende Kette oder durch ein stellbares sog. Hinterbein. Dasselbe ist zu dem Zwecke mit einem Fuß versehen, der von einer Dampfmaschine aus durch eine mittels Kammzapfens abgestützte, zwischen einer wagerechten Schlittenbahn gelagerte Schraubenspindel verschoben wird. Fig. 479 zeigt einen solchen Fuß am Hinterbein eines von der Fairfield Shipbuilding and Engineering Co. zu Govan (England) aufgestellten Kranes für 130000 kg Tragkraft; derselbe greift über einen mit Muttergewinde versehenen Kreuzkopf. Außer dem Kammzapfenlager und einem gewöhnlichen Lager am anderen Ende der etwa 20 m langen Schrauben-

spindel sind noch drei mit Weißmetall ausgefütterte gelenkige Zwischenlager zum Tragen der Schraube vorgesehen (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 1130).

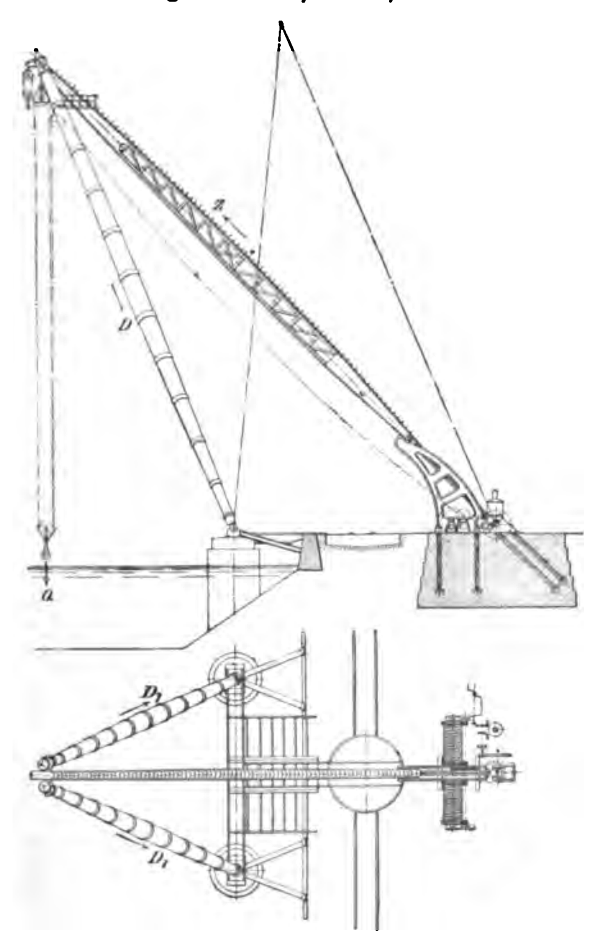


Fig. 480.

Fig. 480 veranschaulicht einen von **Ludwig Stuckenholz** in Wetter a. d. Ruhr für die Kaiserliche Werft in Danzig gebauten **Scherenkran** für 50 000 kg Tragkraft. Um eine möglichst kurze Schraubenspindel zu erhalten, ist dieselbe hier in Richtung des Hinterbeines

angeordnet. Zur Abstützung der Spindel am unteren Ende dient ein bewegliches Kammzapfenlager. Der Antrieb wird durch konische Räder und mehrere Stirnräderpaare von einer Dampfmaschine abgeleitet. Damit die Schraube stets in der Richtung des Hinterbeines bleibt, ist der am unteren Ende des letzteren befestigte Kreuzkopf mit Rollen versehen, die sich auf der entsprechend gekrümmten Gleitbahn eines Bockes führen.

Außer dem Flaschenzug für 50 000 kg Lastgewicht ist zum Heben geringerer Lasten noch eine weitere Hilfsvorrichtung angebracht.

Zur Berechnung des Krangerüstes ist die Höchstlast Q zugrunde zu legen. Dieselbe zerlegt sich in der vorderen Stellung des Fig. 480 ersichtlichen Kranes in eine in die Mittellinie des Auslegers fallende Druckkomponente D und in eine in Richtung des Hinterbeines fallende Zugkomponente Z.

Durch die gespannte Lastkette wird das Hinterbein entlastet; da sich aber bei Scherenkranen durch Einschaltung mehrrolliger Flaschenzüge die Spannung der Lastkette im Verhältnis zur Rollenzahl vermindert, kann sie zumeist unberücksichtigt bleiben.

Der Auslegerdruck D zerlegt sich nach den Richtungen der beiden Auslegerstreben in zwei Komponenten, deren jede

$$D_1 = \frac{D}{2 \cos \frac{\delta}{2}},$$

wenn δ den Winkel bezeichnet, den die Auslegerstreben miteinander bilden.

Wird der Ausleger über die senkrechte Stellung nach hinten bewegt (in Fig. 480 punktiert angegeben), so findet auch in dem Hinterbein Druckwirkung statt, wie dies durch Aufzeichnen des Kräfteplanes hervorgeht [1]).

b) Krane mit Bühne.

Die Bühnenkrane werden, sofern ihre Fahrbahn auf den Umfassungsmauern von Gebäuden, auf Säulen oder auf hochliegenden Konsolen angeordnet ist, als Laufkrane bezeichnet, im Gegensatz zu den Rollkranen, die je nach ihrer Form und ihrem Verwendungszweck als Bockkrane (auch mit feststehendem Gerüst in Anwendung), Portalkrane (Winkel- oder Vollportalkrane) und Überladekrane bezeichnet werden.

Mit einer Hochbahn oder Seilbahn bis 150 m Länge und darüber verbundene, zum Verladen von Massengütern (Kohlen, Erzen u. dergl.) sowie zu ihrer Verteilung über ausgedehnte Stapelplätze dienende Bühnenkrane werden Hochbahnkrane genannt.

Der Antrieb der Bühnenkrane erfolgt nach den Anforderungen an die Leistungsfähigkeit des Kranes und der Verfügbarkeit über Maschinenkraft von Hand oder durch Transmissionen (Seile, Wellen) oder durch eigene Kraftmaschinen (Elektromotoren).

1. Laufkrane mit Handbetrieb.

Derartige Krane sind bei nicht zu häufiger Benutzung und für mäßige Tragkraft, etwa bis zu 5000 kg, zu empfehlen; sie finden in

[1]) Über einen Scherenkran für 120 000 kg Tragkraft mit Druckwasserbetrieb s. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1833.

Nebenhallen von Gießereien, kleinen Montierwerkstätten u. s. w. gute Verwendung. Zuweilen dienen solche Krane auch in Maschinenhäusern zur ersten Montage und zu späteren Auswechslungen schwerer Stücke; sie werden dann bis zu 20 000 kg Tragkraft und höher gebaut.

Die Lastwinde pflegt man mit dem Fahrtriebwerk der Laufkatze, getrennt vom Fahrwerk der Bühne, in die Laufkatze einzubauen und sämtliche Triebwerke entweder von unten durch Haspelketten oder oben von der Laufbühne aus mittels Kurbeln zu betätigen. Behindern im ersteren Falle die aufzunehmenden Lasten den freien Gebrauch der

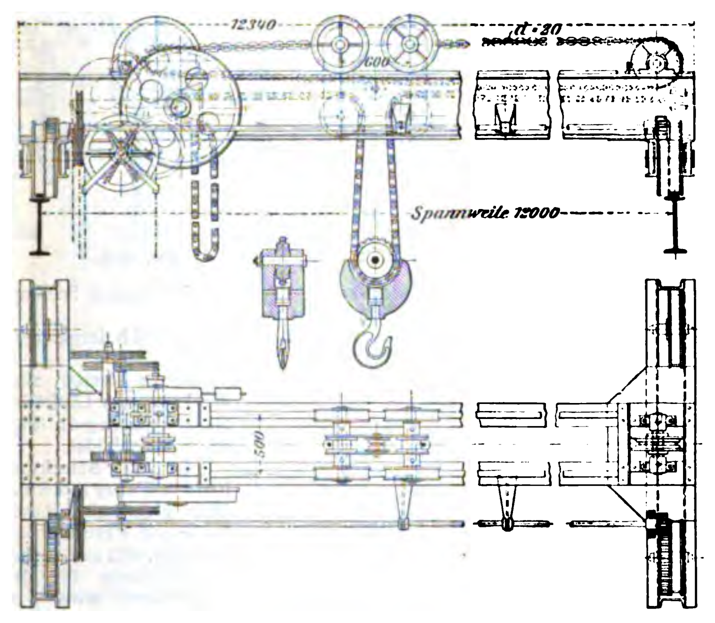


Fig. 481.

von der Laufkatze herabhängenden Haspelketten oder sind letztere — wie z. B. in Gießereien — nicht an allen Punkten des Arbeitsraumes bequem zugänglich, so verlegt man das ganze Triebwerk an das eine Ende der Bühne und bewirkt von hier durch horizontale Kettenzüge das Heben der Last und das Fahren der Laufkatze.

Einen solchen Laufkran für 12 000 kg Tragkraft von Unruh & Liebig in Leipzig zeigt Fig. 481. Die Last wird von vier Arbeitern an zwei Haspelketten gehoben, deren Rollen auf einer gemeinsamen Achse befestigt sind. Diese trägt ferner, wie die in größerem Maßstabe dargestellte Lastwinde (Fig. 481 a) erkennen läßt, eine mittels Zugschnur von unten verschiebbare Hülse mit zwei verschieden großen Zahnrädern, die je nach der Hubgeschwindigkeit der Last mit ent-

sprechenden Rädern einer Vorgelegewelle, auf der gleichzeitig die Sperradbremse angeordnet ist, in Eingriff gebracht werden. Die Last-

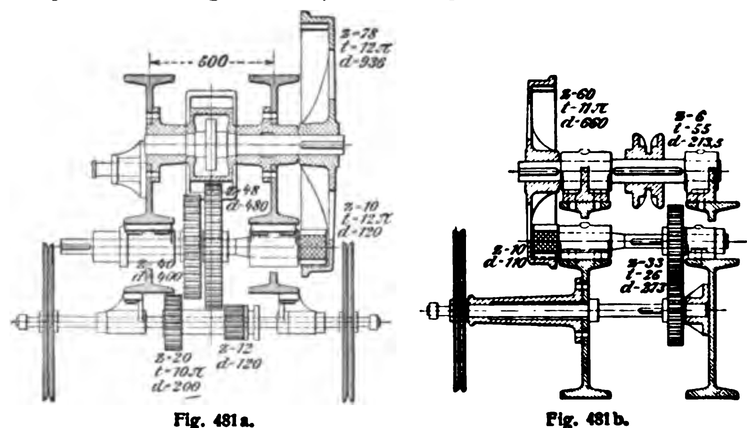


Fig. 481 a. Fig. 481 b.

kette ist eine Gallesche Gelenkkette, deren herabhängende Schlinge am Schutzkasten der Kettennuß befestigt ist.

Zur Bewegung der Laufkatze dient das in Fig. 481 b dargestellte Triebwerk mit kalibrierter Kette.

Um die Bühne schnell und bequem verschieben zu können, sind die Lager der Laufräder als Kugellager (Fig. 481 c) ausgebildet.

Fig. 481 c.

Ludwig Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr führt nicht selten Laufkrane mit Kurbelantrieb nach Fig. 482 aus, wobei die Plattform für das Antriebwerk etwa 2 m über Flur liegt und mittels einer Leiter schnell zu erreichen ist.

Aus der auf S. 524 und 525 gebrachten Tabelle sind die Maße der Durchgangsprofile für die von der Benrather Maschinenfabrik A.-G. in Benrath gebauten Laufkrane mit Handbetrieb (Fig. 483 und 484) sowie deren Eigengewichte, größten Raddrücke und Radstände zu entnehmen.

Die Hauptkranträger bestehen, soweit es die zulässige Beanspruchung gestattet, aus normalen I-Trägern (Fig. 483); für größere Belastungen und Spannweiten (von 12,5 t und 14 m, 15 t und 12 m, 20 t und 10 m an) kommen Blechträger bezw. Gitterträger in Anwendung (Fig. 484).

Krane bis zu 8 m Spannweite werden im allgemeinen ohne seitliche Versteifung ausgeführt. Bei größeren Spannweiten besteht dieselbe

für I-Hauptträger aus darauf genieteten ⊓-Eisen entsprechenden Profils, für Blech- und Gitterträger aus einem besonderen wagerechten, gitterförmigen Träger, dessen aus [-Eisen gebildete Gurtung durch ein lotrechtes Sprengwerk gegen Durchbiegung abgesteift ist. Die **Kopfträger** verbinden die Hauptträger und dienen zur Lagerung der Laufrollen des Kranes. Am zweckmäßigsten ist die in Fig. 483 ersichtliche Anordnung mit **untergebauten Kopfstücken**; bei geringerem, über den Laufschienen zur Verfügung stehenden Raume erhalten die Krane **vorgebaute Kopfstücke** (Fig. 484).

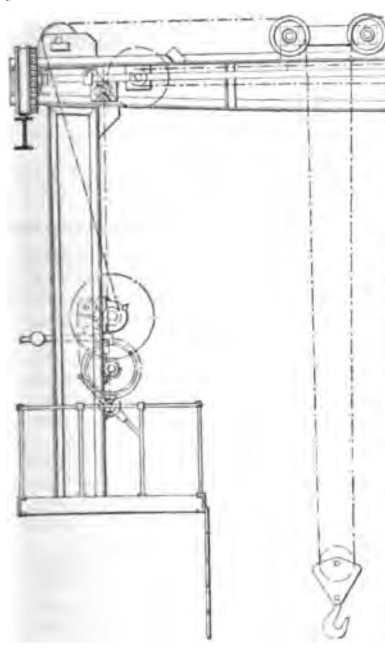


Fig. 482.

2. Laufkrane mit Seilantrieb.

Der Antrieb eines solchen, von **Ludwig Stuckenholz** ausgeführten Kranes (Fig. 485) erfolgt durch ein Transmissionshanfseil, welches mittels zweier Leitrollen t, über den oberen

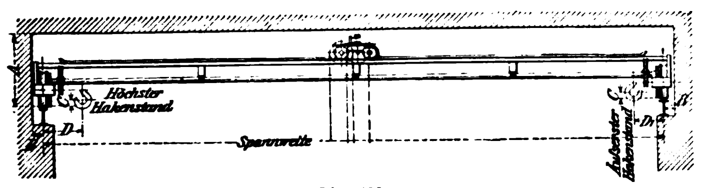


Fig. 483.

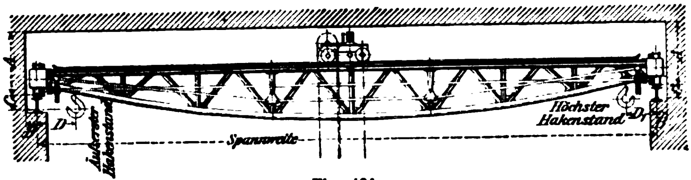


Fig. 484.

Laufkrane mit Handbetrieb der

Tragkraft kg	Spannweite m	Maße der Durchgangsprofile für Laufkrane nach Fig. 483 mm				
		A	B	C	D	D_1
2 000	6	930	180	80	560	400
	10	1010	185	160	560	400
	14	1100	190	250	560	400
	18	1200	190	350	560	400
3 000	6	1030	185	130	630	400
	10	1110	190	210	630	400
	14	1200	195	300	630	400
	18	1300	195	400	630	400
5 000	6	1200	200	150	725	500
	10	1300	205	250	725	500
	14	1400	215	350	725	500
	18	1450	215	400	725	500
7 500	6	1400	220	200	750	525
	10	1500	220	300	750	525
	14	1600	220	400	750	525
	18	1650	230	450	750	525
10 000	6	1450	230	250	800	550
	10	1550	240	350	800	550
	14	1650	240	450	800	550
	18	1700	240	500	800	550
15 000	6	1650	240	250	1000	655
	10	1750	240	350	1000	655
	14	1850	250	450	1000	655
	18	2000	250	600	1000	655
20 000	6	2100	240	500	1100	700
	10	2175	240	575	1100	700
	14	2200	250	600	1100	700
	18	2300	250	700	1100	700

Umfang einer Treibrolle T (Durchmesser derselben $>$ 30fache Seildicke) geführt wird. Die Bewegung der letzteren wird mittels Stirnräder auf eine Vorgelegewelle übertragen, welche die Wendegetriebe *1*, *2* und *3* für die Lastwinde, das Laufkatzenfahrwerk und das Bühnenfahrwerk trägt. Auf der über dieser Welle liegenden Steuerwelle sind mittels

Benrather Maschinenfabrik A.-G. (Auszug.)

Maße der Durchgangsprofile für Laufkrane nach Fig. 484 mm					Gewicht, einschl. Hub- und Handketten für 5 m Entfernung der Laufschienenoberkante über Fußboden		Größter Raddruck und Radstand etwa		Tragkraft
A	*B*	*C*	*D*	D_1	des ganzen Kranes kg	der Katze kg	kg	mm	kg
750	180	100	600	550	1 400	200	1 400	1650	2 000
750	180	100	600	550	2 300	200	1 650	1700	
750	185	100	600	550	4 050	200	2 050	1950	
800	190	50	600	550	5 900	200	2 550	2250	
800	185	100	650	600	1 750	250	2 000	1700	3 000
800	185	100	650	600	3 100	250	2 400	1750	
850	190	50	650	600	5 000	250	2 850	2000	
850	200	50	650	600	6 900	250	3 350	2300	
950	200	100	750	675	2 300	350	3 150	1900	5 000
950	205	100	750	675	3 800	350	3 550	2000	
950	215	50	750	675	5 750	350	4 100	2200	
1000	215	50	750	675	8 100	350	4 750	2500	
1100	220	100	850	800	2 900	500	4 400	2100	7 500
1100	220	100	850	800	5 100	500	5 050	2200	
1100	220	100	850	800	7 250	500	5 700	2400	
1150	230	50	850	800	9 600	500	6 300	2600	
1150	230	50	900	850	3 300	650	5 750	2200	10 000
1150	240	50	900	850	5 400	650	6 400	2300	
1150	240	50	900	850	8 100	650	7 150	2400	
1200	240	50	900	850	10 700	650	7 800	2600	
1350	240	100	1025	900	4 500	1200	8 250	2450	15 000
1350	240	100	1025	900	6 600	1200	9 100	2550	
1400	250	50	1025	900	9 600	1200	10 100	2600	
1450	250	50	1025	900	12 000	1200	10 750	2700	
1650	240	100	1150	950	5 400	2000	10 850	2600	20 000
1650	240	100	1150	950	7 750	2000	12 000	2600	
1700	250	50	1150	950	11 500	2000	13 200	2700	
1750	250	50	1150	950	15 000	2000	14 300	2800	

Handräder stellbare Schnecken befestigt, die mit Zahnradsegmenten der über die Schleifringe der Wendegetriebekupplungen greifenden Gabelhebel in Eingriff stehen. Die Lastwinde kann nach Bedarf von dem Wendegetriebe *1* aus durch Wechselräder mit zwei verschiedenen Geschwindigkeiten benutzt werden.

Die Laufkatze wird durch zwei Zugketten bewegt, deren Daumenrollen mittels Stirnräderübersetzung von dem Wendegetriebe *2* aus angetrieben werden.

Das Wendegetriebe *3* schaltet durch das auf der Nabe seines rechten Zwillingskegels befestigte Stirnrad *o* das Bühnenfahrwerk rechts- oder linksläufig ein, je nachdem dieser Kegel unmittelbar mit der Welle gekuppelt wird oder bei entgegengesetztem Kupplungsschluß den Antrieb von dem linken Kegel durch Vermittlung des lose mitlaufenden Zwischenkegelrades empfängt. Das Stirnrad o steht mit einem solchen o_1 in Eingriff, das auf der durchlaufenden Vorgelegewelle w befestigt ist; der Antrieb der letzteren wird durch Stirnräderübersetzung auf zwei gegenüberliegende Laufräder der Bühne übertragen.

Die Treibseilgeschwindigkeit dieser Krane wird meist zu 8 bis 12 m/sek angenommen. Die Geschwindigkeit für das Lastheben beträgt 0,5 bis 1,0 m/min, diejenige für das Lastsenken 1,5 bis 2,5 m/min. Für die Fahrgeschwindigkeit des Kranes und der Laufkatze findet sich $c = 2{,}5$ bis 10 m/min, je nach den Anforderungen, die für den Entwurf gestellt werden. Die Seilspannkraft für die Treibrolle folgt aus

$$T > P \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1},$$

worin P die am Treibrollenumfange erforderliche Tangentialkraft bedeutet.

Für neuere Ausführungen ist $\alpha = \pi$, $\mu = 0{,}2$ bis 0,4 — bei keilförmiger Klemmung des Seiles in den Treibrollen — mithin

$$T > 2{,}2\,P \text{ bis } T > 1{,}4\,P$$

zu nehmen.

Das Belastungsgewicht der auf einem Wagen gelagerten Spannrolle des Seiles soll $\sim 1{,}5\,T$, die Beanspruchung des Seiles 15 bis 20 kg/qcm gewählt werden. In Entfernungen von je 4 bis 5 m ist das Seil durch Tragrollen zu stützen.

Ein zum Auswechseln von Walzen dienender fahrbarer Bockkran der vorgenannten Firma von 15000 Tragkraft mit Seilantrieb ist in Fig. 486 wiedergegeben.

Der Antrieb für die Lastwinde und das Laufkatzenfahrwerk sowie für das Fahrwerk des Krangerüstes mittels der unter den Bockständern angeordneten Laufräder wird von Wendegetrieben *1*, *2* und *3* einer lotrechten Vorgelegewelle abgeleitet, die ihre Bewegung wieder mittels Stirnräder von einem über den Umfang der Treibrolle T geführten Transmissionshanfseil aus erhält. Die Lastkette läuft über eine obere Leitrolle m nach der Windentrommel. Der doppelseitige Fahrantrieb für die Laufräder erfolgt von dem Wendegetriebe *3* aus durch 5 Paar Kegelräder, 2 Paar Stirnräder und 5 Hilfswellen.

3. Laufkrane mit Wellenantrieb.

Derartige Krane werden in der Neuzeit nur noch selten ausgeführt. Bei Wellenbetrieb, insbesondere für sehr lange Werkstätten, entstehen beim Antrieb der leeren Welle (Umlaufzahl $\sim$ 80 bis 120 in der Minute) schon große Arbeitsverluste. Der Vorteil, daß die Wellen nicht in dem Maße wie die Seile dem Verschleiß unterworfen sind, wird durch dem Umstand aufgewogen, daß, falls einmal der Ersatz

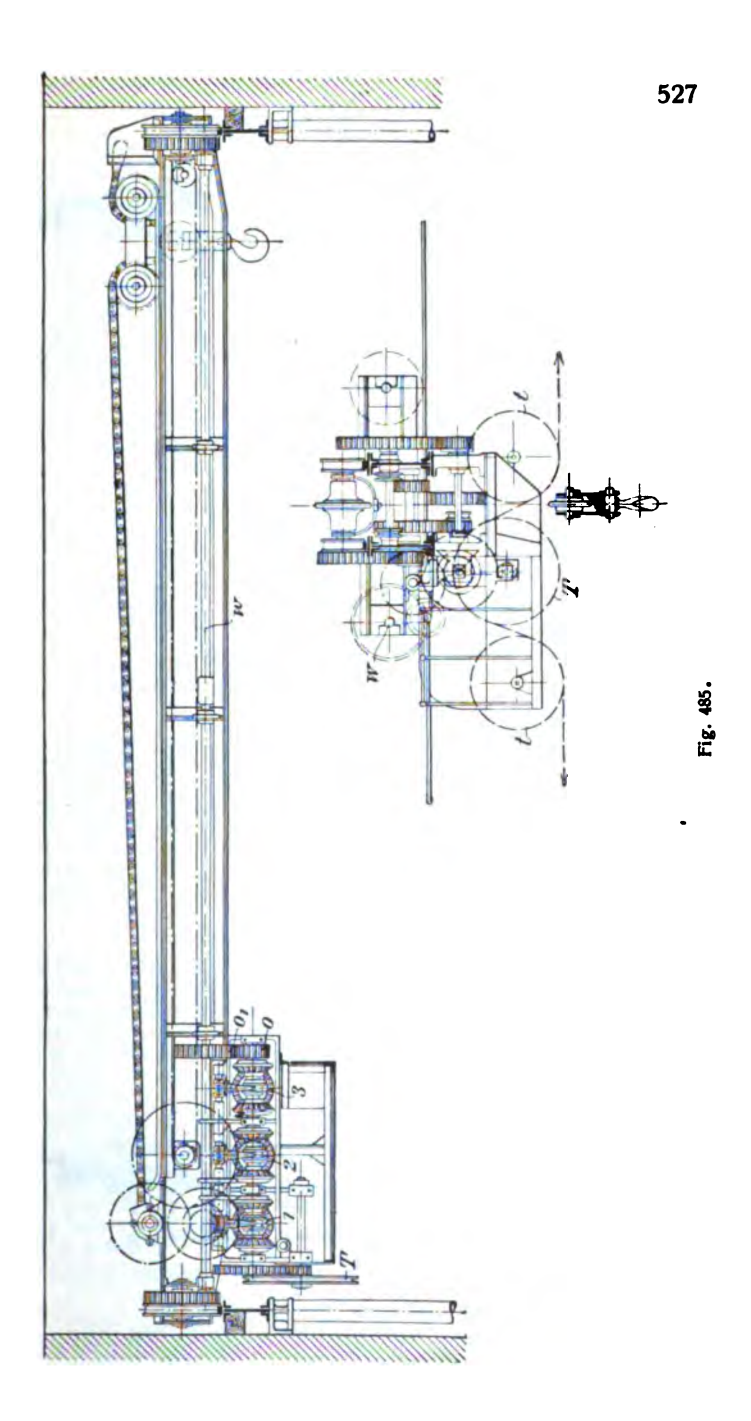


Fig. 485.

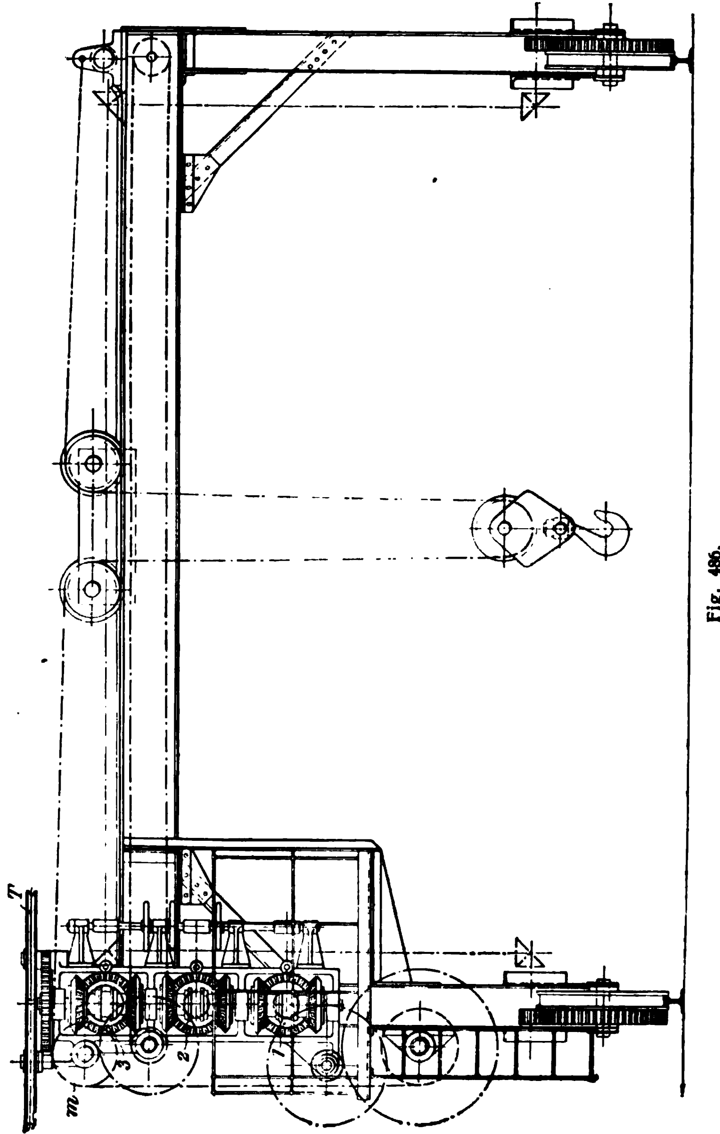


Fig. 486.

einer langen Welle notwendig wird, dieser teuer und ohne Betriebsstörung kaum möglich ist. Es kommen genutete oder quadratische Wellen in Anwendung, die in Entfernungen von etwa 3 m durch Pendellager zu unterstützen sind.

Fig. 487 zeigt die einfache und bewährte Konstruktion eines von Ludw. Stuckenholz erfundenen Pendellagers für quadratische Wellen. Die Bewegung dieses Lagers ist zwangläufig, und neigt sich dasselbe stets nach derselben Richtung, von welcher Seite auch der Kran kommen mag. Dies wird durch einen in Fig. 487 punktiert gezeichneten unsymmetrischen Ausrückbügel erreicht, der am Kran befestigt ist. Das Rotgußlager ist bequem auswechselbar gemacht.

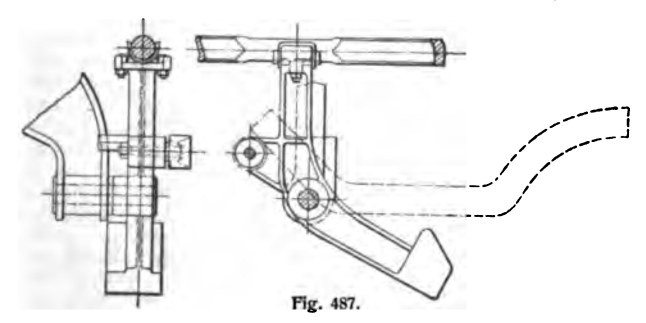


Fig. 487.

Die Kraftübertragung von der Transmissionswelle auf den Kran erfolgt durch ein über die ganze Welle verschiebbares sogenanntes Schlepprad (Kegelrad, Stirnrad, Schnecke), das mit einem entsprechenden Rade der Bühe in dauerndem Eingriff steht. Letzteres ist zumeist auf einer Vorgelegewelle befestigt, die, in gleicher Weise wie bei den Fig. 485 und 486 ersichtlichen Kranen mit Seilantrieb, die Wendegetriebe für die Lastwinde, das Laufkatzenfahrwerk und das Bühnenfahrwerk trägt.

4. Laufkrane mit elektrischem Antrieb.

Der in Fig. 488a und Fig. 488b dargestellte Kran der Duisburger Maschinenfabrik J. Jäger für 12500 kg Nutzlast arbeitet mit nur einem stets in derselben Richtung umlaufenden Motor, — Einmotorenkran. Die Kranbühne von 10,3 m Spannweite ist als doppelter Blechträger mit Winkeleisenarmierung hergestellt, in welchem das Windwerk unmittelbar gelagert ist. Der gewählte Drehstrommotor von 15 PS bei 955 Uml/min ist an das Ende der Kranbühne gerückt und auf einer Holzzwischenlage angebracht. Durch eine den Motor gegen das Windwerk isolierende elastische Lederkupplung (in Fig. 489 in größerem Maßstabe gezeichnet) ist die Welle des ersteren mit der Antriebwelle verbunden. Letztere führt sich anderseits in dem Lager eines vollkommen geschlossenen gußeisernen Gehäuses, welches gleichzeitig das erste Vorgelege — geschmiedetes Stahlritzel auf Gußeisenrad — aufnimmt.

Fig. 488a.

Durch die drei Wendegetriebe W_1, W_2, W_3 werden in gleicher Weise wie bei den vorbesprochenen Kranen mit Seil- und Wellenantrieb die Hub-, Kran- und Laufkatzenbewegung eingeleitet. Das Wendegetriebe W_1 treibt die Lastwinde; durch das Wechselgetriebe $\frac{r_2}{R_2}$, $\frac{r_2'}{R_2'}$ kann die Lastgeschindigkeit geändert werden. Das Stahlgußräderpaar $\frac{r_3}{R_3}$, welches die Lasttrommel antreibt, hat, wie die auf S. 532 befindliche Rädertabelle erkennen läßt, die Zähnezahlen 11 und 120, die Teilung $t = 12\,\pi$ und 144 bezw. 1440 mm Teilkreisdurchmesser. Es entspricht also der Teilkreisdurchmesser von r_3 der Zähnezahl 12, womit die Zähne des kleinen Rades am Fuße wesentlich stärker ausfallen als bei der gewöhnlichen Bauart. Zum Abstützen und Senken der Last ist die Winde mit der S. 448 beschriebenen geräuschlosen Sperradbremse ausgerüstet.

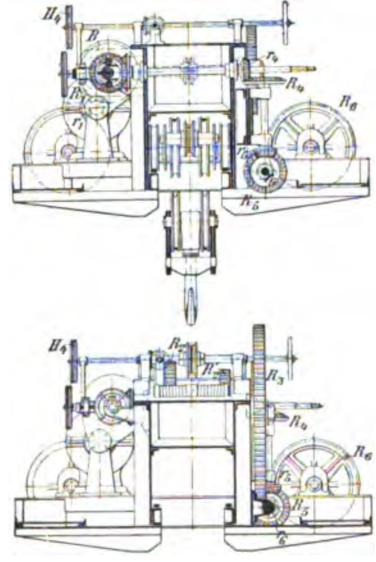


Fig. 488b.

Der Lasthaken ist auf Kugeln gelagert; die beiden Lastseile laufen über je eine lose Rolle nach der Trommel, auf der Rechts- und Linksgewinde eingeschnitten ist.

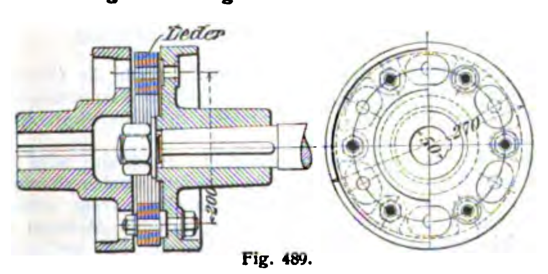


Fig. 489.

Der Antrieb für das Bühnen- und Laufkatzenfahrwerk erfolgt durch die Wendegetriebe W_2 und W_3 in der auf den Abbildungen ersichtlichen Weise. Es ist zu bemerken, daß die Laufkatzenzugkette nicht unmittelbar, sondern mittels loser Rollen an der Katze angreift.

Der Kran wird vom Werkstättenflur mittels vier nahe beieinander liegender Haspelketten bedient, die über die Kettenglieder H_1 bis H_4

Rädertabelle.

Bezeichnung	Durchmesser	Zähnezahl	Teilung	Breite
$r_1 : R_1$	108 : 504	18 : 84	6π	100
$r_2 : R_2$	140 : 720	14 : 72	10π	80
$r_2' : R_2'$	280 : 580	28 : 58	10π	80
$r_3 : R_3$	144 : 1440	11 : 120	12π	95
$r_4 : R_4$	200 : 360	20 : 36	10π	60
$r_5 : R_5$	200 : 360	20 : 36	10π	60
$r_6 : R_6$	140 : 720	13 : 72	10π	80
$r_7 : R_7$	140 : 720	14 72	10π	80

gelegt sind. Die Räder H_1 bis H_3 zum Einstellen der Wendegetriebe sind in einem kräftigen Flacheisen gelagert, das mit Hilfe der Winkeleisenbügel B (Fig. 488 b) an dem Hauptträger befestigt ist. Das Rad H_4 dient zum Einstellen der Sperradbremse. Ist kein Strom vorhanden, so kann der Kran mittels Handkurbeln, welche auf die von den Wendegetrieben bewegten Wellen aufgesteckt werden, seinen Antrieb erhalten, bezw. wird die Sperradbremse durch ein Handrad bedient. Nach der Rädertabelle ergeben sich die Geschwindigkeiten für das Heben der Last:

$$v_1 = 955 \frac{18}{84} \frac{14}{72} \frac{11}{120} 0{,}5\,\pi\, 0{,}490 = 2{,}81 \text{ m/min, bezw.}$$

$$v_2 = 955 \frac{18}{84} \frac{28}{58} \frac{11}{120} 0{,}5\,\pi\, 0{,}490 = 6{,}97 \text{ m/min};$$

für das Fahren des Kranes:

$$v = 955 \frac{18}{84} \frac{20}{36} \frac{20}{36} \frac{13}{72} \pi\, 0{,}7 = 25 \text{ m/min};$$

für das Fahren der Katze:

$$v' = 955 \frac{18}{84} \frac{14}{74} 0{,}5\,\pi\, 0{,}174 = 10{,}88 \text{ m/min}.$$

Übrigens läßt sich durch Vorschaltwiderstände die Umlaufzahl des Motors und damit diejenige für die einzelnen Kranbewegungen vermindern (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1898, S. 821).

Beim Dreimotorenkran (Mehrmotorenkran) wird jede Bewegung des Kranes durch einen besonderen umsteuerbaren Elektromotor bewirkt, der bei Verwendung von Gleichstrom seine Umlaufzahl mit abnehmender Belastung selbsttätig erhöht. Motoren mit Drehstrombetrieb ändern dagegen ihre Umlaufzahl bei wechselnder Belastung nur wenig; sie kann durch stufenweises Vorschalten des Anlaßwiderstandes in den Ankerstromkreis vermindert werden. Jeder Motor treibt mittels Schnecken- oder Zahnräderübersetzung das zugehörige Windwerk an. Die Steuerung ist elektrisch.

Fig. 490 zeigt die allgemeine Anordnung eines von der Benrather Maschinenfabrik A.-G. in Benrath zur Ausstellung nach Düsseldorf 1902 gebrachten Viermotoren-Laufkranes für 30 000 kg

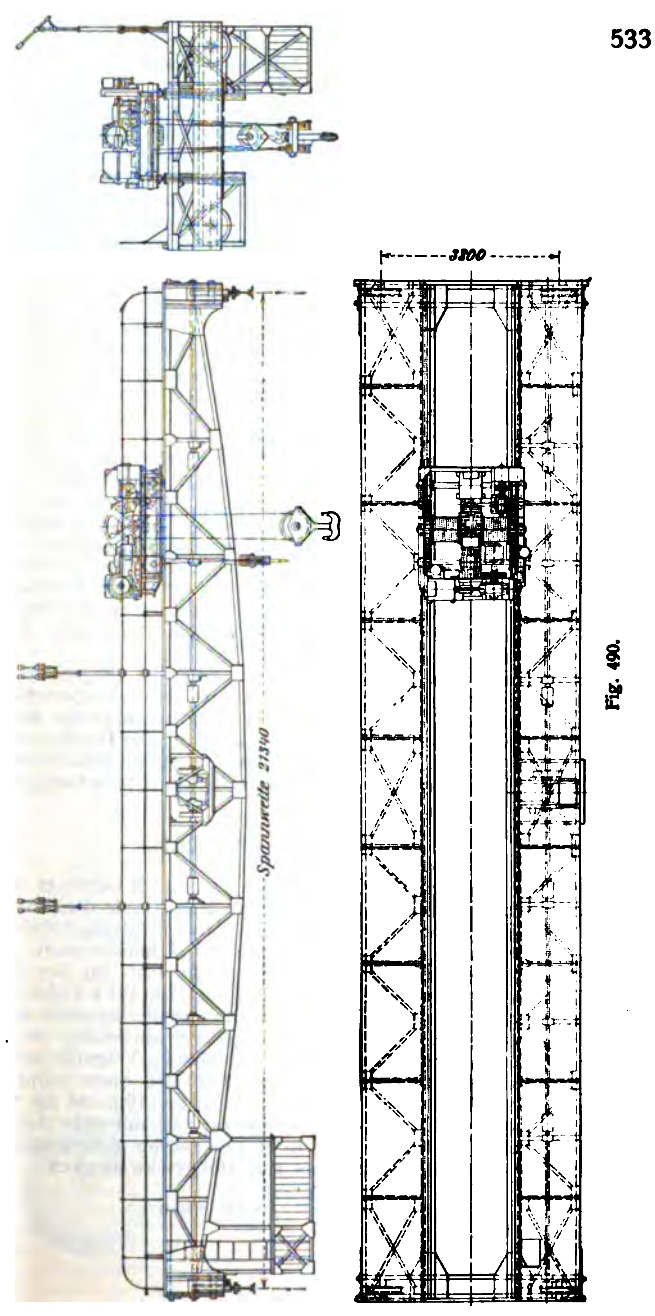


Fig. 490.

Tragkraft und 21,34 m Spannweite mit einer Hilfswinde für 5000 kg Tragkraft (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 1099).

Die Kranbühne besteht aus genieteten Blechträgern und seitlichem Versteifungsfachwerk für die Laufstegkonstruktion, deren Belag, um möglichst wenig Oberlicht abzufangen, aus weitmaschig gelochten starken Blechtafeln besteht. Die Laufstege sind außen mit Geländern versehen und liegen etwas tiefer als die Katzenbahn, damit die höheren Hauptträger den Steg auch auf der Innenseite fest abgrenzen und einen gewissen Schutz gegen Abstürzen nach innen bieten. Der Führerkorb ist einseitig am Ende der Bühne angehängt. Unter dem vom Korb durch eine Leiter erreichbaren Laufsteg liegt die im Gitterwerk fortlaufend gelagerte kräftige Welle für das Fahrtriebwerk der Bühne.

Die Laufkatze ist in Fig. 491 a und 491 b nochmals in größerem Maßstabe abgebildet. Um die Benutzung des gewöhnlichen einseitigen Flaschenzuges mit großer Rollenzahl, der die Windentrommel beträchtlich verlängert und noch andere Übelstände im Gefolge hat, zu vermeiden, ist derselbe durch ein einziges Zwillingsrollenpaar loser Rollen ersetzt und das zweitrümmig verwendete Lastseil in der Katze einerseits über die Ausgleichtragrollen a, b gehängt, anderseits mit seinen Enden auf die beiden getrennt gelagerten, aber gleichachsigen und durch symmetrische Vorgelege angetriebenen Windentrommeln geführt, so daß sich nicht nur die Last, sondern auch die Zahndrücke vollkommen symmetrisch verteilen und die Last selbst mit unverrückbarer Resultantenwirkung genau senkrecht aufsteigt. Jede Trommel hat nur das Doppelte der Hubhöhe an Seillänge aufzunehmen; die Last wird aber freilich auch nur von vier Seilsträngen getragen.

Der Hubmotor ist auf dem Katzenwagen in der Längsmittelachse gelagert und arbeitet durch ein doppelgängiges Schneckengetriebe mit der Übersetzung 2 : 42 auf die genannten Stirnrädervorgelege mit den Zähnezahlen 13 und 104 und der Teilung $t = 12\,\pi$. Der Hauptstrommotor leistet bei 540 Uml/min 26 PS und liefert mit den Trommeln von 500 mm Durchmesser und den angegebenen Übersetzungen für die volle Last die Hubgeschwindigkeit

$$v = \frac{0,5\,\pi\,540}{2}\,\frac{2}{42}\,\frac{13}{104} \sim 2,5 \text{ m/min.}$$

Die Schnecke arbeitet mit einer im Kopfe e ihres Gehäuses untergebrachten Drucklagerbremse und trägt am freien Ende die Scheibe c für die elektromagnetische Lüftungsbremse, deren Belastungshebel nach dem Elektromagneten mit der Dämpferpumpe d hinüberreicht. Das seitliche Auseinanderrücken der Trommeln — um Platz für den Motor in der Mitte zu gewinnen — bedingt den aus Fig. 491 a ersichtlichen gespreizten Bau der losen Flasche mit weit auseinanderliegenden Rollen, in deren Achse der Haken mit seinem Kugellager eingehängt ist.

Der Hubmotor der Hilfswinde für 5000 kg Tragkraft arbeitet mit einem Schneckengetriebe (Übersetzung 1 : 8) und einem Stirnrädervorgelege mit den Zähnezahlen 17 und 51 bei $t = 10\,\pi$ auf die Hilfstrommel von 400 mm Durchmesser, welche die Last mit einer einfachen losen Rolle hebt. Auch hier ist wieder die gleiche Motorgröße von 26 PS bei 540 Uml/min gewählt, um eine Hubgeschwindigkeit

$$v' = \frac{0,4\,\pi\,540}{2}\,\frac{1}{8}\,\frac{17}{51} \sim 14 \text{ m/min}$$

Fig. 491 a.

zu erzielen. Das Getriebe ist nur mit einer elektromagnetischen Lüftungsbremse ausgerüstet, deren fliegend auf der Schneckenwelle angeordnete Scheibe f von dem Elektromagneten g und seiner Dämpferpumpe betätigt wird.

Als Fahrmotor für die Katze ist ein 7 PS-Motor mit 775 Uml/min gewählt, der mit doppelgängigem Schneckengetriebe von der Übersetzung 1 : 15 und einer Stirnräderübersetzung mit den Zähnezahlen 15 und 60 bei $t = 8\pi$, unter Einschaltung eines 42zähnigen Zwischen-

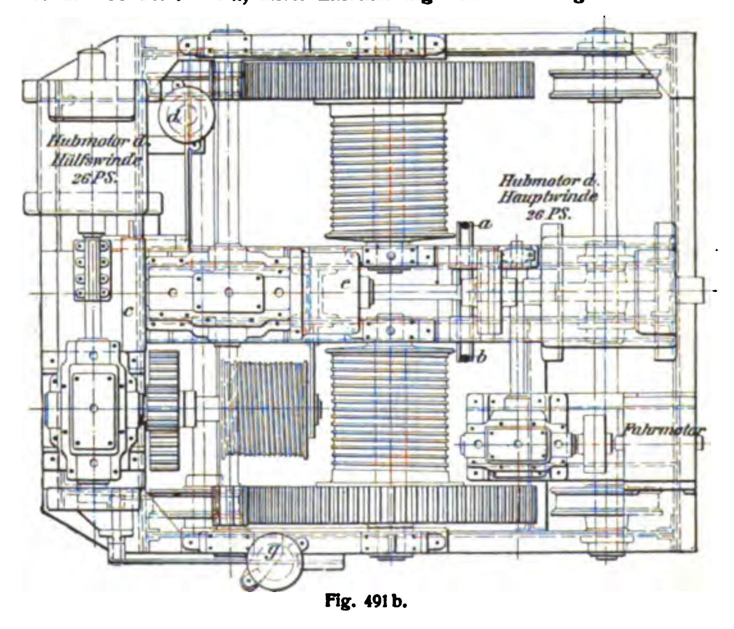


Fig. 491 b.

rades, den Antrieb auf die Mitte der einen Laufachse leitet und bei 450 mm Laufraddurchmesser eine Katzengeschwindigkeit

$$v'' = \frac{0,45\,\pi\,775}{15}\,\frac{15}{60} \sim 18 \text{ m/min}$$

liefert.

Die Gesamtlast ist nahezu symmetrisch auf Vorder- und Hinterachse und auf die beiden Hauptträger verteilt, so daß der Raum bei bequemer Zugänglichkeit aller Teile und leichter Montierbarbeit sehr günstig ausgenutzt ist.

Der in das Gitterwerk in der Kranmitte eingebaute Fahrmotor für die Bühne arbeitet auf die durchlaufende Vorgelegewelle der Radzahnkränze mittels eines Stirnrädervorgeleges, dessen Welle bei 540 Uml/min des Motors noch 113 Uml/min ausführt, und liefert bei dieser Umlaufzahl mit einer Leistung von 26 PS durch die weitere Übersetzung

20 : 61 des Stirnrädervorgeleges an den Laufrädern von 800 mm Durchmesser 60 m/min Fahrgeschwindigkeit. Eine Trittbremse ermöglicht dem Führer, die durchlaufende Welle des Bühnenfahrwerkes zum pünktlichen Anhalten festzustellen.

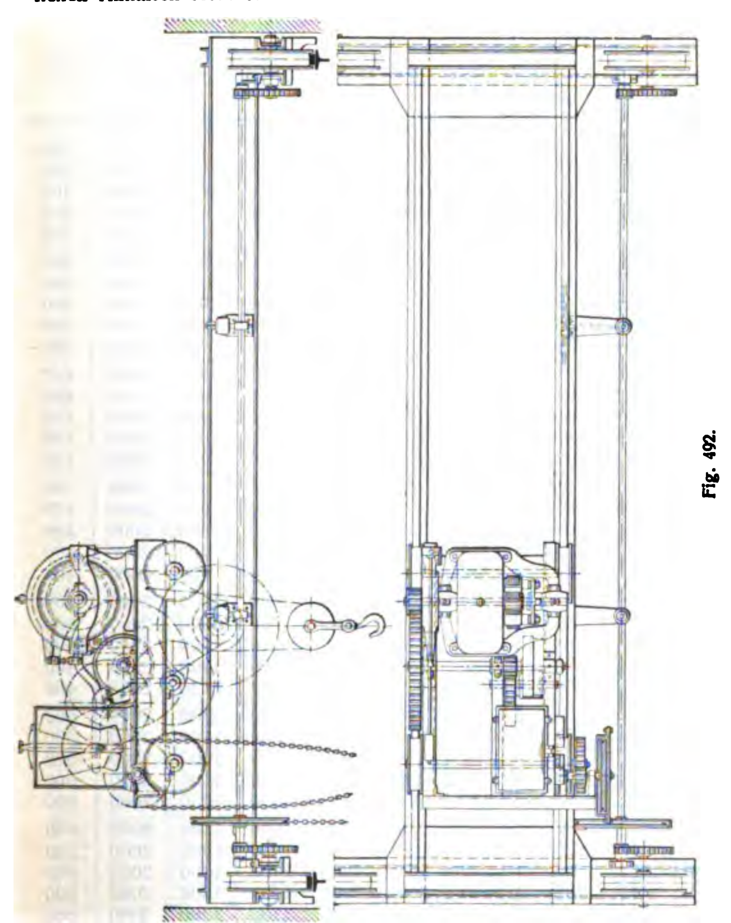


Fig. 492.

Vielfach kommen für kleinere Lasten oder für kurze Laufbahnen Krane in Anwendung, bei denen nur die Hubbewegung elektrisch erfolgt, wohingegen die Katze und Bühne von Hand verfahren werden.

Fig. 492 zeigt einen solchen Kran der Maschinenfabrik C. Herm. Findeisen in Chemnitz, bei dem der Antrieb für das Katzen- und

Laufkrane mit elektrischem Antrieb (Dreimotoren

Tragkraft kg	Spannweite m	Maße der Durchgangsprofile (Fig. 493)						
		A	*B*	*C*	*D*	D_1	*E*	*F*
3 000	8	1550	190	475	700	850	2000	400
	12	1550	190	475	700	850	2000	400
	16	1550	190	475	700	850	2000	400
	20	1550	190	475	700	850	2000	400
	25	1550	190	475	700	850	2000	400
5 000	8	1600	200	500	750	900	2000	400
	12	1600	200	500	750	900	2000	400
	16	1600	200	500	750	900	2000	400
	20	1600	200	500	750	900	2000	400
	25	1600	200	500	750	900	2000	400
7 500	8	1700	220	500	800	900	2000	400
	12	1700	220	500	800	900	2000	400
	16	1700	220	500	800	900	2000	400
	20	1700	220	500	800	900	2000	400
	25	1700	220	500	800	900	2000	400
10 000	8	1700	230	500	800	900	2000	400
	12	1700	230	500	800	900	2000	400
	16	1700	230	500	800	900	2000	400
	20	1700	230	500	800	900	2000	400
	25	1700	230	500	800	900	2000	400
15 000	8	2000	250	550	900	1000	2000	400
	12	2000	250	550	900	1000	2000	400
	16	2000	250	550	900	1000	2000	400
	20	2000	250	550	900	1000	2000	400
	25	2000	250	550	900	1000	2000	400
25 000	8	2200	275	650	1000	1000	2000	600
	12	2200	275	650	1000	1000	2000	600
	16	2200	275	650	1000	1000	2000	600
	20	2200	275	650	1000	1000	2000	600
	25	2200	275	650	1000	1000	2000	600
50 000	8	2800	350	900	1300	1300	2000	600
	12	2800	350	900	1300	1300	2000	600
	16	2800	350	900	1300	1300	2000	600
	20	2800	350	900	1300	1300	2000	600
	25	2800	350	900	1300	1300	2000	600
75 000	8	3500	400	1200	1800	1800	2000	700
	12	3500	400	1200	1800	1800	2000	700
	16	3500	400	1200	1800	1800	2000	700
	20	3500	400	1200	1800	1800	2000	700
	25	3500	400	1200	1800	1800	2000	700

system) der Benrather Maschinenfabrik A.-G. (Auszug.)

Geschwindigkeiten und Motorenstärken						Gewichte		Größter Raddruck und Radstand etwa		Trag-kraft
Heben der Last		Fahren des Kranes		Fahren der Katze		der Katze	des ganzen Kranes			
m/min	PS	m/min	PS	m/min	PS	kg	kg	kg	mm	kg
6,0	7	120	7	30	1	2 600	8 000	3 300	2200	
6,0	7	100	7	30	1	2 600	9 500	3 900	2400	
6,0	7	90	7	30	1	2 600	12 400	4 700	2600	3 000
6,0	7	80	7	30	1	2 600	14 500	5 350	2900	
6,0	7	70	7	30	1	2 600	19 200	6 500	3200	
4,5	7	90	7	30	2	2 800	8 300	4 500	2200	
4,5	7	85	7	30	2	2 800	9 900	5 300	2400	
4,5	7	80	7	30	2	2 800	12 100	6 000	2600	5 000
4,5	7	75	7	30	2	2 800	15 500	6 800	2900	
4,5	7	70	12	30	2	2 800	20 600	8 000	3200	
4,5	12	85	7	30	2	3 600	9 800	6 300	2200	
4,5	12	80	7	30	2	3 600	12 200	7 100	2400	
4,5	12	80	12	30	2	3 600	15 300	7 900	2600	7 500
4,5	12	75	12	30	2	3 600	18 300	8 700	3000	
4,5	12	70	12	30	2	3 600	24 000	9 800	3200	
4,0	12	80	7	30	2,5	3 900	10 900	7 700	2200	
4,0	12	75	12	30	2,5	3 900	13 400	8 600	2400	
4,0	12	75	12	30	2,5	3 900	17 200	9 400	2600	10 000
4,0	12	70	12	30	2,5	3 900	20 200	10 500	3000	
4,0	12	65	12	30	2,5	3 900	26 100	11 800	3200	
3,25	16	70	12	25	3	5 100	13 100	10 900	2200	
3,25	16	70	12	25	3	5 100	15 700	11 700	2400	
3,25	16	65	12	25	3	5 100	19 900	12 600	2600	15 000
3,25	16	65	16	25	3	5 100	23 700	13 800	3000	
3,25	16	60	16	25	3	5 100	30 200	15 500	3400	
3,0	26	65	12	20	5	6 900	17 600	17 100	2200	
3,0	26	65	12	20	5	6 900	20 600	18 000	2400	
3,0	26	60	16	20	5	6 900	25 300	19 500	2700	25 000
3,0	26	55	16	20	5	6 900	30 100	20 800	3000	
3,0	26	45	16	20	5	6 900	36 100	22 500	3400	
1,75	35	60	26	15	12	10 200	29 900	32 400	2400	
1,75	35	55	26	15	12	10 200	32 500	34 000	2600	
1,75	35	50	26	15	12	10 200	37 800	35 900	3000	50 000
1,75	35	50	30	15	12	10 200	43 500	38 000	3400	
1,75	35	45	30	15	12	10 200	52 800	40 500	3800	
1,6	52	50	35	12	16	20 500	48 000	47 000	2600	
1,6	52	45	35	12	16	20 500	51 500	52 000	2800	
1,6	52	45	52	12	16	20 500	59 000	54 800	3500	75 000
1,6	52	45	52	12	16	20 500	66 800	56 700	3900	
1,6	52	35	52	12	16	20 500	86 300	61 500	4000	

Bühnenfahrwerk durch Haspelketten von unten bewirkt wird. Der Motor, durch einen Umkehranlaßwiderstand vor- und rückwärts steuerbar, arbeitet mittels Rohhauttrieb auf eine Stirnräderwinde mit dreifachem Vorgelege, die mit einer Backenbremse, außerdem — zur Erhöhung der Sicherheit gegen das Abstürzen der Last — mit einer Schleuderbremse ausgerüstet ist.

Zur Führung der durchlaufenden Vorgelegewelle für das Bühnenfahrwerk sind nachstellbare Kugellager angeordnet, die, beliebig auf- und abwärts beweglich, der Welle selbst bei etwaiger Durchbiegung der Kranträger vollständig freie Drehung gestatten.

Aus der auf S. 538 und 539 befindlichen Tabelle sind die Maße der Durchgangsprofile für die von der Benrather Maschinenfabrik A.-G. in Benrath gebauten elektrischen Dreimotoren-Laufkrane (Fig. 493) sowie deren vorteilhafteste Arbeitsgeschwindigkeiten, Motorenstärken, Eigengewichte, Raddrücke und Radstände zu entnehmen.

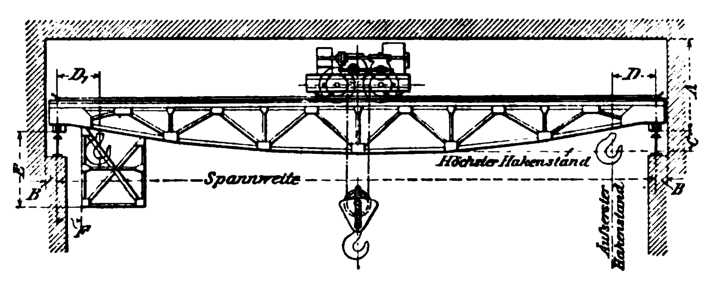


Fig. 493.

Die Laufkatzen der Krane für 25 000, 50 000 und 75 000 kg Tragkraft werden zuweilen noch mit Hilfshebevorrichtungen für bezw. 5000, 7500 und 10 000 kg Tragkraft ausgerüstet; die Hubgeschwindigkeiten und Motorenstärken der letzteren sind aus folgender Tabelle zu entnehmen.

Tragkraft der Hilfshebevorrichtung kg	Hub-geschwindigkeit m/min	Motorstärke PS
5 000	14	26
7 500	12	35
10 000	10	35

Die vorteilhaftesten Arbeitsgeschwindigkeiten, Motorenstärken und Eigengewichte der von der Duisburger Maschinenbau-A.-G., vormals Bechem & Keetmann in Duisburg a. Rh. gebauten elektrischen Dreimotoren-Laufkrane sind in der nachstehenden Tabelle enthalten.

Laufkrane mit elektrischem Antrieb (Dreimotorensystem) der Duisburger Maschinenbau-A.-G., vormals Bechem & Keetmann in Duisburg a. Rh. (Auszug).

Tragkraft	Spannweite	Geschwindigkeiten und Motorenstärken						Gewichte		Hilfshebevorrichtung		
		Heben der Last		Fahren der Katze		Fahren des Kranes		der Katze	des ganzen Kranes	Tragkraft	Hubgeschwindigkeit	Motorstärke
kg	m	m/min	PS	m/min	PS	m/min	PS	kg	kg	kg	m/min	PS
5 000	10	8,4	14	25	1,5	70	9	2 600	9 500	.	.	.
	14	8,4	14	25	1,5	65	9	2 600	11 400	.	.	.
	18	8,4	14	35	2	60	9	2 600	13 400	.	.	.
	22	8,4	14	35	2	55	9	2 600	15 600	.	.	.
	24	8,4	14	35	2	55	9	2 600	17 200	.	.	.
10 000	10	5,4	18	20	2	70	13	3 600	12 000	.	.	.
	14	5,4	18	20	2	65	13	3 600	14 100	.	.	.
	18	5,4	18	20	2,5	60	13	3 600	16 800	.	.	.
	22	5,4	18	20	2,5	55	13	3 600	20 100	.	.	.
	24	5,4	18	20	2,5	55	13	3 600	22 200	.	.	.
15 000	10	4,4	22	20	3	65	15	4 700	14 200	.	.	.
	14	4,4	22	20	3	60	15	4 700	16 400	.	.	.
	18	4,4	22	30	4,5	55	15	4 700	19 800	.	.	.
	22	4,4	22	30	4,5	50	15	4 700	23 600	.	.	.
	24	4,4	22	30	4,5	50	15	4 700	25 700	.	.	.
20 000	10	3,9	26	16	3	65	18	5 700	16 700	5 000	10,8	18
	14	3,9	26	16	3	60	18	5 700	18 900			
	18	3,9	26	25	4,5	55	18	5 700	22 700			
	22	3,9	26	25	4,5	50	18	5 700	27 100			
	24	3,9	26	25	4,5	50	18	5 700	29 700			
30 000	10	3,5	35	14	4,5	60	22	7 900	21 500	7 500	10,5	26
	14	3,5	35	14	4,5	55	22	7 900	24 700			
	18	3,5	35	22	6,5	50	22	7 900	29 600			
	22	3,5	35	22	6,5	45	22	7 900	35 600			
	24	3,5	35	22	6,5	45	22	7 900	39 700			
40 000	10	2,6	35	12	5	55	26	10 200	25 700	7 500	10,5	26
	14	2,6	35	12	5	50	26	10 200	29 500			
	18	2,6	35	18	7	45	26	10 200	34 900			
	22	2,6	35	18	7	40	26	10 200	42 600			
	24	2,6	35	18	7	40	26	10 200	46 800			
50 000	10	2,1	35	12	6	55	32	12 900	30 500	10 000	7,8	26
	14	2,1	35	12	6	50	32	12 900	35 000			
	18	2,1	35	18	9	45	32	12 900	41 700			
	22	2,1	35	18	9	40	32	12 900	50 200			
	24	2,1	35	18	9	40	32	12 900	55 300			
60 000	10	1,7	35	10	6	50	36	15 900	36 300	10 000	7,8	26
	14	1,7	35	10	6	45	36	15 900	41 100			
	18	1,7	35	15	9	45	36	15 900	49 300			
	22	1,7	35	15	9	40	36	15 900	58 700			
	24	1,7	35	15	9	40	36	15 900	65 100			

E. Hebemagnete und ihre Anwendung im Kranbau.

In den letzten Jahren ist man nach Mitteilung der Firma L. Stuckenholz mit Erfolg bemüht gewesen, Magnete zum Heben von Maschinenteilen, Profileisen, Schienen u. s. w. zu verwenden. Auch heiße Blöcke lassen sich durch Magnete versetzen, sofern ihre Temperatur nicht über 750° C beträgt; andernfalls wird z. B. bei Bühnenkranen noch eine zweite Hebevorrichtung angebracht, die aus einer vom Führerkorb aus steuerbaren Zange besteht. Das Heben mit Magneten erfolgt ohne jeglichen Zeitverlust — der Magnet wird gesenkt, erhält Strom und kann dann sofort wieder gehoben werden. Ebenso einfach und schnell erfolgt das Ablegen der gehobenen Gegenstände, die man auch einzeln aus beliebiger Höhe fallen lassen kann. Dies geschieht z. B bei Blechen, die zunächst gemeinschaftlich gehoben sind, durch Vorschalten von Widerständen. Um ein Abstürzen der gehobenen Gegenstände bei unbeabsichtigten Stromunterbrechungen zu verhindern, wendet man besondere betriebssichere Schutzvorrichtungen an. Letztere erhalten zuweilen die Form von Greifern, in die man, um an Strom während des Fahrens zu sparen, nach dem Anheben die Gegenstände fallen läßt, so daß nur während der kurzen Hubperiode Strom verbraucht wird. Es sind bereits mehrere Magnettransportanlagen von der Firma L. Stuckenholz ausgeführt worden, die sich gut bewährt haben.

II. Hebewerke für flüssige Körper[1]).

A. Kolbenpumpen.

Über hierher gehörige Kolben s. S. 259; über Pumpencylinder S. 255. über Pumpenventile (Hub- und Klappenventile) S. 294.

Uber Luftpumpen s. unter „Kondensation“.

Bezeichnet

Q die zu hebende Flüssigkeitsmenge in cbm/sek,
F den wirksamen Kolbenquerschnitt in qm,
c_m die mittlere Kolbengeschwindigkeit im m/sek,
s den Kolbenhub in m,
λ den Lieferungsgrad,
n die Umdrehungszahl in der Minute,

dann ist

$$Q = \lambda F i \frac{s n}{60} = \lambda F i \frac{c_m}{2};$$

worin $i = 1$ für einfachwirkende, $i = 2$ für doppeltwirkende Pumpen zu setzen ist.

Der Lieferungsgrad beträgt

$\lambda = 0{,}95$ bis $0{,}97$ bei guten Ausführungen,
$\lambda \sim 0{,}90$ bei weniger „ „ .

Die Umdrehungszahl n ist nach Maßgabe der Flüssigkeitsbewegung und der Ventilkonstruktion mit Rücksicht auf rechtzeitigen Ventilschluß festzustellen, die Hublänge s dagegen nach der Kolbengeschwindigkeit, dem Kolbendrucke und den Anlagekosten zu beurteilen.

[1]) Vergl Konrad Hartmann und J. O. Knoke, „Die Pumpen“, 2. Aufl., Berlin 1897, Julius Springer.

Bezeichnet ferner

H_s und H_d die Saug- und Druckhöhe in m,

$H = H_s + H_d$ die gesamte hydrostatische Förderhöhe in m,

h_s und h_d die den Bewegungswiderständen bei der Saug- und Druckwirkung entsprechende Flüssigkeitshöhe in m,

γ das Gewicht der Flüssigkeit in kg/cbm,

η den Wirkungsgrad,

so ergibt sich der Arbeitsbedarf der Pumpe (in PS)

$$N = \frac{\gamma Q (H + h_s + h_d)}{75} = \frac{\gamma Q H}{75 \eta}.$$

Abgesehen von dem besonders zu berücksichtigenden Widerstande sehr langer Leitungen ist der Wirkungsgrad gut ausgeführter Kolbenpumpen $\eta = 0{,}90$ bis $0{,}93$, sonst ist $\eta = 0{,}80$ bis $0{,}85$.

a) Saugwirkung der Kolbenpumpen[1]).

Die auf eine angesaugte Flüssigkeitssäule wirkende Kraft ist durch den Druck der Außenluft gegeben, dem bei dem normalen Barometerstand von 76 cm Quecksilbersäule eine Wassersäule von der Höhe $A = 10{,}33$ m entspricht. Da diese imstande sein muß, nicht nur die Saughöhe H_s (gemessen vom tiefsten Wasserspiegel bis zum höchsten Kolbenstande), sondern auch die Widerstandshöhe h_s zu überwinden, so verbleibt für die überschüssige Wassersäule, die größer als Null sein muß

$$A - H_s - h_s.$$

Für heißes Wasser ist der seiner Temperatur entsprechende Dampfdruck von der theoretischen Flüssigkeitshöhe $A = 10{,}33$ m in Abzug zu bringen. Es wird dann die Saughöhe entsprechend kleiner, ja sogar Null oder negativ, so daß ein Saugen überhaupt nicht möglich ist.

Die nachstehende Tabelle gibt den Dampfdruck für verschiedene Wassertemperaturen in m Wassersäule an.

Wassertemperatur	10°	20°	30°	50°	80°	100°
Dampfdruck in m Wassersäule	0,125	0,236	0,429	1,25	4,824	10,33

Bei anderen Flüssigkeiten als Wasser ist die Saughöhe mit dem spezifischen Gewicht der betreffenden Flüssigkeit zu multiplizieren, um H_s in m Wassersäule zu erhalten, eventuell ist noch Rücksicht auf die Temperatur der Flüssigkeit zu nehmen.

Die Bewegungswiderstände h_s, welche bei der Saugwirkung hauptsächlich auftreten, setzen sich wie folgt zusammen:

1. Druckhöhenverlust zur Erzeugung der Wassergeschwindigkeit v_s im Saugrohre.
2. Reibungswiderstand der Saugleitung.
3. Widerstände bei Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen, insbesondere beim Eintritt der Flüssigkeit in das Saugrohr (Saugkorb u. s. w.), beim Durchfluß des Fußventils oder etwaiger Absperrschieber.
4. Ventilwiderstand des Saugventils.
5. Beschleunigungswiderstand der Saugwassermenge, die bei jedem Pumpenhube zur Ruhe kommt.

Diese Widerstände sind nicht konstant, sondern ändern sich mit dem Quadrate der Geschwindigkeit der Flüssigkeit. Bei Anwendung eines genügend großen Windkessels, der den Zweck hat, einen gleich-

[1]) Nach A. Riedler bezw. „Hütte“, 18. Aufl.

mäßigen Flüssigkeitszufluß herbeizuführen, erleiden die unter 1 bis 3 genannten Widerstände keine wesentliche Veränderung. Da auch der Widerstand unter 4 annähernd unveränderlich ist, kann die den genannten Widerständen entsprechende Flüssigkeitshöhe (in m Wassersäule) gleich $\zeta \frac{v_s^2}{2g}$ gesetzt werden, worin ζ eine durch Versuche festgestellte Widerstandsvorzahl bedeutet. Bezeichnet man die den einzelnen Widerständen entsprechenden Vorzahlen mit $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3, \zeta_4$, dann ist (da $\zeta_1 = 1$)

$$\zeta \frac{v_s^2}{2g} = (1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4) \frac{v_s^2}{2g}.$$

Die Werte für ζ_2, ζ_3 und ζ_4 sind auf S. 548 u. ff. zu entnehmen.

Für die Wassergeschwindigkeit im Saugrohr kann gesetzt werden

$v_s \sim 1$ m/sek für kurze Leitungen und

$v_s < 0{,}75$ m/sek bei Leitungslängen von etwa 50 m an.

Dann ist der Druckhöhenverlust (Widerstand unter 1)

$$h_1 = \frac{v_s^2}{2g} = 0{,}051\, v_s^2$$

und z. B. für

$v_s =$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,25	1,5	1,75	2 m/sek
$h_1 =$	0,008	0,013	0,018	0,025	0,033	0,041	0,051	0,080	0,115	0,156	0,20 m.

Der Widerstand unter 5 ist beim Hubbeginn am größten, in der Hubmitte gleich null.

Die Beschleunigung der Saugwassersäule ist gleich derjenigen des Pumpenkolbens, multipliziert mit dem Verhältnis des Kolbenquerschnittes F zum Saugrohrquerschnitte F_s. Bei Kurbelantrieb mit unveränderlicher Winkelgeschwindigkeit ist die größte Kolbenbeschleunigung $p = \frac{v^2}{r}$ (vergl. S. 278), worin v die Kurbelzapfengeschwindigkeit (in m/sek), r den Kurbelhalbmesser (in m) bedeutet. Daher ist der Anteil von h_s zur Beschleunigung der Saugwassermasse beim Hubbeginn

$$\frac{v^2}{r} \frac{F}{F_s} \frac{l_s}{9{,}81} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 79$$

wenn l_s die Länge der bei jedem Pumpenhube zur Ruhe kommenden Wassersäule (in m) bezeichnet. Bei genauerer Berechnung der Beschleunigungsverhältnisse ist die jedesmal mit zu beschleunigende Ventilmasse zu berücksichtigen.

Rechnungsvorgang. Nach Ermittlung der Summe aller Bewegungswiderstände h_s (in m Wassersäule) — für eine nach den örtlichen Verhältnissen festgestellte Saughöhe H_s und unter Annahme bestimmter Saugrohrabmessungen — ist zu prüfen, ob die Bedingung

$$A - H_s - h_s > 0$$

mit genügender Sicherheit erfüllt ist.

Zur sicheren Erzielung der Saugwirkung wird in den meisten Fällen ein Saugwindkessel angebracht. Seine Wirkung beruht darauf, daß nur derjenige Teil der angesaugten Flüssigkeit, der sich zwischen dem Windkessel und dem Kolben befindet, bei jedem Pumpenhube zur Ruhe kommt, sonach nur dieser Teil zu beschleunigen ist, dagegen im Saugrohr die Wassergeschwindigkeit nahezu gleich bleibt. Damit nur eine geringe Wassermenge zu beschleunigen ist, soll der Saugwindkessel so nahe wie möglich an die Pumpe herangelegt

werden; um eine annähernd gleichbleibende Wasserbewegung zu erzielen, muß derselbe eine ausreichende Größe haben.

Man nimmt den Inhalt des Saugwindkessels, je nach der Größe der Saughöhe, gleich dem 5- bis 16 fachen Hubraume der Pumpe. Bei sehr langen und stark gekrümmten Saugleitungen wählt man den Inhalt noch größer.

Sehr häufig wird außer acht gelassen, daß unter sonst gleichen Verhältnissen die Saughöhe mit wachsender Umlaufzahl der Pumpe abnimmt. Diese Abnahme wird dadurch bedingt, daß die bei jedem Hube zu beschleunigende Wassersäule zwischen Saugwindkessel und Kolben bei doppelter Umlaufzahl auch den doppelten Beschleunigungsdruck verlangt.

Der Zusammenhang zwischen Saughöhe und Umlaufzahl, als Folge der Wasserbeschleunigung, läßt sich in eine sehr einfache Beziehung bringen. Bei einem Stangenverhältnis des Kurbelmechanismus von 1 : 5 ist die Beschleunigungskraft am Hubende

$$P = 1{,}2 \, \mathrm{m} \frac{v^2}{r},$$

wenn m die zu beschleunigende Masse bedeutet, oder es ist nach Gl. 79 der Anteil von h_s zur Beschleunigung der Wassermenge zwischen Saugwindkessel und Kolben

$$h = \frac{1{,}2}{9{,}81} \frac{v^2}{r} l_s \frac{F}{F_s}.$$

Führt man die sekundliche theoretische Fördermenge z. B. einer Doppelpumpe mit

$$Q = \frac{4 F r n}{60} \text{ cbm}$$

ein, so ergibt sich

$$h \sim 0{,}02 \, Q \, n \frac{l_s}{F_s}.$$

Diese Gleichung gibt, wenn die verschiedenen Durchgangsquerschnitte der zu beschleunigenden Wassersäule richtig bemessen und der Ventilwiderstand in eine gleichwertige Wassersäule umgewandelt wird, die Druckwassersäule an, die nötig ist, damit die Saugwassersäule nicht abreißt. Die Höhe dieser zur Beschleunigung nötigen Wassersäule wächst im Verhältnis zur Umlaufzahl n und zur Länge der zu beschleunigenden Wassersäule l_s, steht aber im umgekehrten Verhältnis zum Durchgangsquerschnitt F_s. Bei gleicher Wasserlieferung, gleicher Länge der zu beschleunigenden Wassersäule und gleichem Durchgangsquerschnitt wird die doppelte Umlaufzahl die doppelte Beschleunigungshöhe verlangen.

Soll bei gleicher Förderung und bei gleicher Länge l_s für die doppelte Umlaufzahl die gleiche Beschleunigungshöhe bleiben, so muß der Durchgangsquerschnitt, also auch der des Saugventiles, doppelt so groß genommen werden. Durch eine Verdopplung der Umlaufzahl werden sonach nicht, wie häufig angenommen wird, die Abmessungen der Pumpen kleiner als zuvor.

Behält man den Kolbendurchmesser bei, so bekommt man für die doppelte Umlaufzahl allerdings nur den halben Hub, also ein kürzeres Kurbelgetriebe. Wollte man aber gegenüber der einfachen Umlaufzahl an Saughöhe nichts einbüßen, so müßten alle Durchgänge zwischen Saugwindkessel und Kolben, also auch die Durchgänge des Saug-

ventils, auf die doppelte Größe gebracht und Ventile und Ventilkasten entsprechend vergrößert werden. Diese Vergrößerung hat nun ihre praktischen Grenzen schon deshalb, weil bei gleichbleibendem Ventilhub der doppelte Durchgangsquerschnitt auch den doppelten Ventilumfang und somit die doppelten Verluste durch Undichtheit ergeben würde. Man hat also im allgemeinen die Wahl zwischen raschem Pumpengange mit verminderter Saughöhe oder voller Saughöhe mit geringer Umlaufzahl (vergl. nachstehend über Pumpen mit Gruppenventilen und über Riedler-Expreßpumpen).

Genau dieselben Beziehungen wie für die Beschleunigung der Wassersäule zwischen Saugwindkessel und Kolben gelten auch für die Wassersäule zwischen Kolben und Druckwindkessel.

b) Druckwirkung der Kolbenpumpen[1]).

Die Bewegungswiderstände h_d, welche bei der Druckwirkung hauptsächlich auftreten, setzen sich wie folgt zusammen:

1. Druckhöhenverlust zur Erzeugung der Wassergeschwindigkeit v_d im Druckrohre.
2. Reibungswiderstand der Druckleitung.
3. Widerstände bei Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen in Pumpe und Druckrohr.
4. Ventilwiderstand des Druckventils.
5. Beschleunigungswiderstand der zeitweilig ruhenden Druckwassermasse (und des Druckventils).

Die unter 1 bis 3 genannten Widerstände sind, wie bei der Saugleitung, beim Hubbeginne gleich Null und in der Mitte am größten. Wenn aber ein genügend großer Windkessel vorhanden ist, werden dieselben auch hier nahezu konstant. Der Druckventilwiderstand ist annähernd unveränderlich.

Es kann die den Widerständen unter 1 bis 4 entsprechende Flüssigkeitssäule (in m Wassersäule) gleich $\zeta \frac{v_d^2}{2g}$ gesetzt werden, wenn ζ eine durch Versuche festgestellte Widerstandsvorzahl bedeutet. Bezeichnet man die den einzelnen Widerständen entsprechenden Vorzahlen mit $\zeta_6, \zeta_7, \zeta_8, \zeta_9$, dann ist (da $\zeta_6 = 1$)

$$\zeta \frac{v_d^2}{2g} = (1 + \zeta_7 + \zeta_8 + \zeta_9) \frac{v_d^2}{2g}.$$

Die Werte für ζ_7, ζ_8 und ζ_9 sind auf S. 548 u. ff. zu entnehmen.

Die Wassergeschwindigkeit im Druckrohr wird genommen

$v_d = 1{,}5$ bis 2 m/sek für kleine Pumpen und kurze Leitungen,
$v_d \sim 1$ m/sek für große Pumpen und lange Leitungen.

Rechnungsvorgang. Die Druckwassermasse wird durch den Kolben beschleunigt, durch Luftdruck, Druckhöhe und Widerstände verzögert. Es ist daher unter Zugrundelegung bestimmter Abmessungen für die Druckleitung nachzurechnen, ob beim Hubende die genannten verzögernden Kräfte groß genug sind, um mit Sicherheit die dann auftretende, der Kurbelbewegung entsprechende größte Verzögerung hervorzurufen, die (bei einem Druckrohrquerschnitte F_d) gleich $\frac{v_2}{r} \frac{F}{F_d}$

[1]) Nach A. Riedler bezw. „Hütte", 19. Aufl.

wird. Bedingung ist also

$$A + H_d + h_d > \frac{v^2}{r} \frac{F}{F_d} \frac{l_d}{9,81},$$

worin l_d die Länge der jedesmal zur Ruhe kommenden Druckwassersäule in m bedeutet. Die Widerstandshöhe h_d setzt sich hierbei aus den oben unter 1 bis 4 genannten Widerständen zusammen.

Bei Pumpen ohne Druckwindkessel ist $h_d = 0$ zu setzen, weil die Wassergeschwindigkeit beim Hubende null wird. Durch Einschaltung eines Druckwindkessels wird eine nahezu gleichbleibende Bewegung der Druckwassersäule bewirkt. Da dann nur die Wassersäule zwischen Kolben und Druckwindkessel zu verzögern ist, wird die Gefahr des Abreißens der Druckwassersäule (besonders an Rohrknieen etc.) und des Auftretens von Stößen bei der Wiedervereinigung erheblich vermindert. Der Druckwindkessel ist möglichst unmittelbar über den Druckventilen anzuordnen. Bei langer Druckleitung und großer Druckhöhe empfiehlt sich die Einschaltung mehrerer Druckwindkessel.

Der Inhalt J_{dw} des Druckwindkessels richtet sich nach der Länge der Druckleitung l_d, der Druckhöhe H_d und den mehr oder weniger starken Krümmungen der Leitung.

Es kann bei wenig gekrümmten Leitungen etwa genommen werden für

$H_d + l_d =$	20	50	100	500	1000	2000 m
J_{dw} = dem	4	5	6	9	12	16 fachen Hubraum der Pumpe.

Die Saug- und Druckwindkessel werden durch geeignete Ausbildung der Pumpenräume gebildet oder als selbständige cylindrische, kegel- oder kugelförmige Hohlkörper aus Gußeisen, Schmiedeisen, Stahl, Kupfer u. s. w. hergestellt. Die Endflächen der cylindrischen Windkessel werden am besten halbkugelförmig geformt. Kegelförmige Windkessel werden an der größeren Endfläche nach einer Halbkugel gebildet, an der kleineren erhalten sie Flanschen zur Verbindung mit dem betreffenden Rohr oder Ventilkasten.

Für die Einführung und Ableitung der Flüssigkeit ist es notwendig, die betreffenden Flüssigkeitsströme voneinander zu trennen, damit etwa auftretende Stöße sich nicht durch die Flüssigkeit fortpflanzen, sondern von ihr an die elastische Luft des Windkessels abgegeben werden. Insbesondere beim Druckwindkessel ist darauf zu achten, daß das Rohr für die eintretende Flüssigkeit über dem Flüssigkeitsspiegel ausmündet.

Die Berechnung der Wanddicke der Windkessel kann nach Gl. 50 und 51 (S. 355) für die Beanspruchung durch den größtmöglichen Druck erfolgen, wobei gesetzt werden kann

für Gußeisen $k_z = 100$ kg/qcm,
„ Schmiedeisen $k_z = 500$ „
„ Stahl und Kupfer $k_z = 800$ „

Halbkugelförmige Böden erhalten die gleiche Wanddicke wie die Cylinder, bei gegossenen Kesseln eine etwas größere.

Zur Ausrüstung eines Saugwindkessels gehören: Vakuummeter, Wasserstandsglas, Luftzulaßventil, Einrichtung zum Absaugen überflüssiger Luft durch eine eigene Pumpe oder durch den Kondensator der Dampfmaschine, Vorrichtung zum Füllen des Saugrohres mit Druckwasser bei großen Saughöhen (dann Fußventil und Sicherheitsventil im Saugrohre erforderlich). Zweckmäßiger ist, für Entlüftung und Inbetriebsetzung langer Saugleitungen ein Dampfstrahlgebläse anzuordnen.

Zur Ausrüstung eines Druckwindkessels gehören: Manometer, Sicherheitsventil, Wasserstandsglas oder Probierventile und Windfüllpumpe oder Ventil am Pumpenkörper zum Ansaugen von Luft. Zwischen dem Druckwindkessel und der Pumpe ist ein Absperrventil anzubringen, um die Pumpe öffnen zu können, ohne daß der Druck im Windkessel verloren geht.

Sind mehrere Pumpen mit einem gemeinschaftlichen Saugwindkessel versehen, so ist es zweckmäßig, zwischen diesem und dem Saugventil jeder Pumpe je einen Absperrschieber oder dergl. einzuschalten, um jede Pumpe unabhängig von der anderen treiben zu können.

c) Die hydraulischen Bewegungswiderstände.

Es bedeutet in Nachstehendem allgemein ζ die dem betreffenden Widerstande entsprechende Vorzahl, h die zugehörige Widerstandshöhe in m Wassersäule.

α) Reibungswiderstand der Saug- bezw. Druckleitung.

Für den Widerstand gerader cylindrischer Rohre ist die Widerstandshöhe nach Weisbach

$$h = 4\zeta \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

worin

$$4\zeta = \lambda = 0{,}0144 + \frac{0{,}00947}{\sqrt{v}},$$

ferner l die Leitungslänge der Rohre vom Durchmesser d (in m) und v die mittlere Durchflußgeschwindigkeit im Rohrstrange (in m/sek) bedeutet. Diese Formel liefert (nach „Hütte" 19. Aufl. 1905) brauchbare Übereinstimmung mit angestellten Versuchen, wenn $d > 0{,}1$ m und $v > 2$ m/sek ist.

Nachstehende Tabelle enthält Werte von λ für verschiedene v.

$v=$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0	.	0,0443	0,0356	0,0317	0,0294	0,0278	0,0266	0,0257	0,0250	0,0244
1	0,0239	0,0234	0,0230	0,0227	0,0224	0,0221	0,0219	0,0217	0,0215	0,0213
2	0,0211	0,0209	0,0208	0,0206	0,0205	0,0204	0,0203	0,0202	0,0201	0,0200
3	0,0199	0,0198	0,0197	0,0196	0,0195	0,0195	0,0194	0,0193	0,0193	0,0192
4	0,0191	0,0191	0,0190	0,0190	0,0189	0,0189	0,0188	0,0188	0,0187	0,0187

Nach H. Lang kann für alle bei Pumpen in Betracht kommende Geschwindigkeiten v der Flüssigkeit im Saug- bezw. Druckrohre

$$4\zeta = \lambda = a + \frac{b}{\sqrt{v\,d}}$$

genommen werden.

Bei Rohren mit nur geringen Unebenheiten an der Innenseite ist

$$a = 0{,}020, \qquad b = 0{,}0018$$

in die vorstehende Gleichung einzusetzen.

Für $v = 1$ m/sek, $l = 40$ m und $d = 0{,}2$ m ist hiernach die Widerstandshöhe

$$h = 0{,}020 + \frac{0{,}0018}{\sqrt{0{,}2}} \frac{40}{0{,}2} 0{,}051 \sim 0{,}245 \text{ m.}$$

Bei Rohren mit wesentlich rauher oder im Wasser aufquellender Oberfläche, sowie bei solchen mit mineralischen, pflanzlichen oder tierischen Ablagerungen ist angenähert

$$\lambda = \left(\frac{d}{d'}\right)^5 \left(0{,}02 + \frac{0{,}0018}{\sqrt{v\,d}}\right),$$

wenn d' den mittleren Durchmesser des nach stattgefundener Ablagerung für den Durchfluß freigebliebenen Querschnittes bezeichnet.

β) Widerstände bei Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen.

Der Widerstand von Knieröhren (Fig. 494) ergibt nach Weisbach die Vorzahl

$$\zeta = \sin^2 \frac{\delta}{2} + 2 \sin^4 \frac{\delta}{2}, \quad \text{oder für}$$

$\delta =$	20°	40°	60°	80°	90°	100°	120°	140°	160°	180°
$\zeta =$	0,03	0,14	0,37	0,75	1,00	1,27	1,87	2,43	2,85	3,00

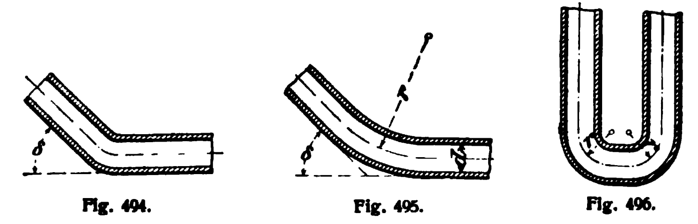


Fig. 494. Fig. 495. Fig. 496.

Für Bogenstücke (Fig. 495) von kreisförmigem Querschnitt ist

$$\zeta = \frac{\delta}{90^0} \left\{0{,}13 + 0{,}16 \left(\frac{d}{r}\right)^{3,5}\right\}; \quad \text{es folgt für}$$

$d : r =$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$90^0\, \zeta : \delta =$	0,14	0,16	0,20	0,30	0,44	0,66	1,0	1,4	2,0

Für Bogenstücke von rechteckigem Querschnitt, deren Höhe d ist, wird

$$\zeta = \frac{\delta}{90^0} \left\{0{,}124 + 3{,}104 \left(\frac{d}{2r}\right)^{3,5}\right\};$$

es folgt für

$d : 2r =$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$90^0\, \zeta : \delta =$	0,135	0,18	0,25	0,40	0,64

Für den doppelten Krümmer mit kurzem Zwischenstück (Fig. 496 und 497) ist nach Weisbach die Widerstandszahl nur gleich derjenigen des einzelnen Krümmers, wenn beide Ablenkungen in derselben Ebene in gleichem Sinne (Fig. 496), dagegen doppelt so groß, wenn sie in entgegengesetztem Sinne (Fig. 497) stattfinden, und endlich ungefähr 1,5 mal so groß, wenn die Mittelebenen beider Krümmer sich rechtwinklig schneiden.

γ) **Plötzliche Änderungen des Rohrquerschnittes** ergeben nach Weisbach folgende Widerstandsvorzahlen.

Für die Querschnittsänderung nach Fig. 498 ist

$$\zeta = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right)^2,$$

worin F_1 und F_2 den Querschnitt (in qm) im engeren bezw. im weiteren Rohr bedeutet.

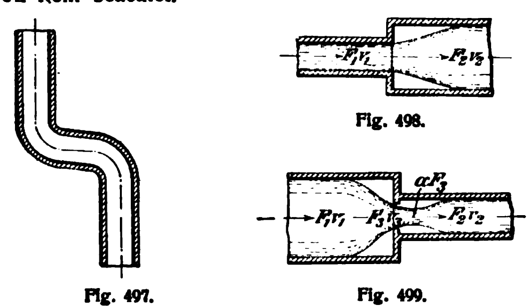


Fig. 498.

Fig. 497. Fig. 499.

Für die Querschnittsänderung nach Fig. 499 ist

$$\zeta = \left(\frac{1}{\alpha} - \frac{F_3}{F_2}\right)^2,$$

wenn α den Kontraktionskoeffizienten für den eingeschnürten Strahl bedeutet.

Wenn $F_3 < 0{,}1\, F_1$, wobei α unveränderlich $\sim 0{,}62$, wird für

$F_3 : F_2 =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta =$	2,3	2,0	1,7	1,4	1,2	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5

Wenn $F_3 \geqq 0{,}1\, F_1$, so ist in vorstehende Formel für ζ einzusetzen bei

$F_3 : F_1 =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\alpha =$	0,62	0,63	0,64	0,66	0,68	0,71	0,75	0,81	0,90	1,00

Wenn $F_1 = F_2$ wird für

$F_3 : F_2 =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\alpha =$	0,62	0,63	0,64	0,66	0,68	0,71	0,75	0,81	0,90	1,00
$\zeta =$	2,26	1,91	1,60	1,24	0,94	0,65	0,39	0,19	0,05	0,00

δ) **Für den Widerstand beim Eintritt in das Saugrohr** gelten für die Vorzahl folgende mittlere Werte.

Wenn das Saugrohr mit dem cylindrischen stumpfen Ende in den Saugbehälter eintaucht . . . . $\zeta = 0{,}5$,
bei trichterförmig ausgerundetem Rohrende . . . . . . $\zeta \sim 0{,}1$,
wenn ein Saugkopf vorhanden ist . . . . $\zeta \geqq 1$,

je nach der Weite und Form der Bohrungen. Letztere sollen einen Durchgangsquerschnitt gleich dem 2- bis 3fachen Saugrohrquerschnitt erhalten.

Damit die Widerstände beim Durchfluß des Fußventils, falls ein solches vorhanden ist, oder etwaiger Absperrschieber möglichst gering ausfallen, ist ersteres aus reinem, auf Wasser schwimmendem Gummi herzustellen; sein freier Durchgangsquerschnitt ist gleich dem 1,5- bis 2fachen Saugrohrquerschnitte zu wählen.

Absperrvorrichtungen im Saugrohr sollen den vollen Durchgangsquerschnitt erhalten.

ε) Ventilwiderstand des Saug- bezw. Druckventils.

Der Widerstand eines Hubventils — Teller- oder Kegelventils — ergibt nach Grashof die Vorzahl

$$\zeta = \left(1{,}537\,\frac{F}{F_1} - 1\right)^2,$$

wenn F der Querschnitt des Rohres unmittelbar vor dem Ventil, F_1 der engste Querschnitt für den Durchfluß durch das Ventil ist. Wie schon unter „Ventile“ (C, c, S. 396) erläutert, hat C. v. Bach genaue Versuche zur Ermittelung des Widerstandes verschiedener Formen von Hubventilen angestellt, und es erscheint zweckmäßig, die betreffenden Vorzahlen mittels der dort gefundenen Werte zu berechnen.

Für den durch ein Klappenventil verursachten Widerstand ist nach Weisbach

$$\zeta = \left(x\,\frac{F}{F_1} - 1\right)^2;$$

hierin bedeutet wieder F den vollen Querschnitt des Saugrohres, F_1 den (verengten) Durchflußquerschnitt im Ventilsitz.

Für $F_1 : F = 0{,}535$ und für verschiedene Drehwinkel β der Klappe ergeben sich aus nachstehender Tabelle angenäherte Werte für x und ζ.

$\beta =$	15°	20°	25°	30°	40°	50°	60°	70°
$x =$	5,61	4,75	4,0	3,47	2,54	1,91	1,49	1,23
$\zeta =$	90	62	42	30	14	6,6	3,2	1,7

d) Anordnungen der Kolbenpumpen.

Die in Betracht kommenden Pumpen mit hin und her gehendem Kolben lassen sich, je nach ihrer Wirkungsweise, einteilen in einfach- oder doppeltwirkende Saug- und Hubpumpen, sowie in einfach- oder doppeltwirkende Saug- und Druckpumpen, je nach der Lage der Cylindermittellinie in liegende und stehende Pumpen und je nach der Form des Kolbens in solche mit Scheiben-, Ventil- und Tauch- oder Plungerkolben.

Über einfach- und doppeltwirkende Saug- und Hubpumpen s. unter „Kondensation“.

Die Druckpumpen werden überwiegend als Tauchkolbenpumpen und für größere Wassermengen zumeist als Doppel- oder als Zwillingspumpen mit innen- oder außenliegenden Stopfbüchsen ausgeführt. Häufig kommen statt der Doppelpumpen sog. Differential-

pumpen mit einfacher Saugwirkung und verteilter Druckwirkung in Anwendung.

Um einen geräuschlosen Gang bei hohen Umdrehungszahlen zu erzielen, ist bei dem Entwurf von Pumpmaschinen auf eine gute Wasserführung in Rohrleitung und Pumpe, ferner auf richtig bemessene und richtig angeordnete Windkessel, sowie auf gut gebaute Ventile Bedacht zu nehmen. Der Pumpenkörper ist so auszuführen, daß keine Luftsäcke entstehen und daß alle angesaugte Luft durch das Druckventil aus dem Pumpenraume entweichen kann.

Der Übergang des geförderten Wassers von einer Bewegungsrichtung in die andere, von einer

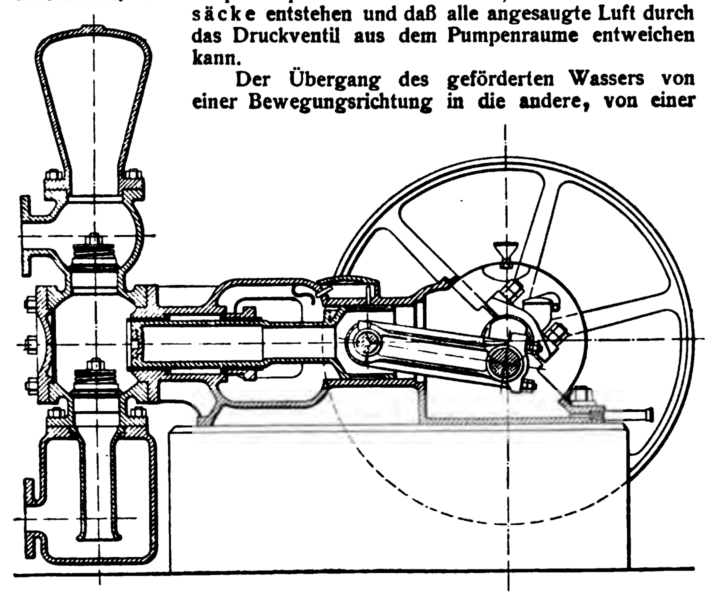


Fig. 500.

Geschwindigkeit in die andere, muß sich allmählich vollziehen; die bei Geschwindigkeitsänderungen etwa frei werdenden Kräfte müssen elastisch aufgefangen werden, damit Stöße nicht eintreten können. Dazu dienen die Windkessel. Sie müssen, um ein Abreißen des Kolbens von der Wassersäule zu verhüten, wie bereits an anderer Stelle hervorgehoben, so nahe wie nur möglich an den Pumpenraum herangelegt werden. Dies gilt insbesondere für die Saugwindkessel, die deshalb in neuerer Zeit nicht mehr, wie früher, im Saugrohr, sondern zumeist unmittelbar unter der Pumpe angeordnet werden. Damit die zu überwindende Saughöhe gering wird und ein möglichst großer Teil des Luftüberdruckes für die Beschleunigungsarbeiten zur Verfügung bleibt, wird man insbesondere bei schnelllaufenden Pumpen darnach streben, diese so nahe wie möglich an dem Saugwasserspiegel aufzustellen.

Die Saug- und Druckventile sollen bei geringem Hube große Durchgangsöffnungen aufweisen und das Wasser beim Durchströmen möglichst wenig von seiner Bewegungsrichtung ablenken. Diesen Be-

dingungen genügen bei größeren Wassermengen ein- oder mehrfache Ringventile mit schmalgehaltenen Dichtungsflächen.

Bei der Bewegungsumkehr des Pumpenkolbens, also beim Übergange von der Saug- zur Druckperiode und umgekehrt, müssen die Ventile genau in der Totlage des Kolbens öffnen und schließen. Dies läßt sich bei raschlaufenden Pumpen nur durch gesteuerte oder aber durch federbelastete Ventile erzielen. In der Regel kommt als gesteuertes Pumpenventil ein leichtes Ringventil zur Ausführung, das sich selbsttätig öffnet und zwangläufig geschlossen wird.

Über derartige von Prof. Riedler angegebene Ventile sowie über andere Ventilkonstruktionen s. unter „Hubventile" (S. 394 u. f.).

Fig. 500 zeigt eine mittels Riemens betriebene einfachwirkende Plungerpumpe liegender Anordnung der Maschinenbau-Akt.-Ges. Balcke in Bochum (Westf.). Die in dem angeschraubten Ventilkasten untergebrachten federbelasteten Ringventile sind leicht zugänglich. Der Plunger hat eine besondere Kreuzkopfführung.

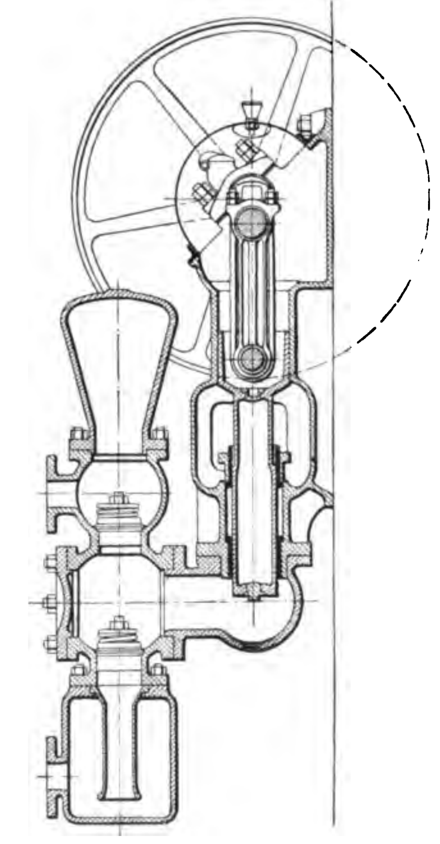


Fig. 501.

Zum Speisen von Dampfkesseln mit 10 atm Überdruck werden diese Pumpen in drei Größen — Plungerdurchmesser = Hub = 60, 80 und 100 mm — ausgeführt; die minutlichen Umdrehungszahlen betragen für Saughöhen bis zu 2 m bezw. 180, 165 und 150.

Fig. 501 zeigt die Pumpe, wie sie für dieselben Abmessungen und Umdrehungszahlen als Wandpumpe Verwendung findet.

Häufig erhält die Kolbenstange des Dampfcylinders einfachwirkender Pumpen, um eine möglichste Ausgleichung zwischen dem Dampfdruck und den Pumpenwiderständen zu erzielen, einen so großen Durchmesser, daß die dem Dampfe ausgesetzten Druckflächen in demselben Verhältnisse zueinander stehen, wie die gesamten Widerstandshöhen $H_s + h_s$ und $H_d + h_d$ beim Saug- und Druckhube der Pumpe.

Eine solche zum Speisen von Dampfkesseln dienende Pumpe der Firma Escher, Wyß & Co. in Zürich ist in Fig. 502 dargestellt.

Der hohle Tauchkolben bildet mit der Kolbenstange des Dampfcylinders ein in der Mitte nach unten gekröpftes Gußstück, an welches

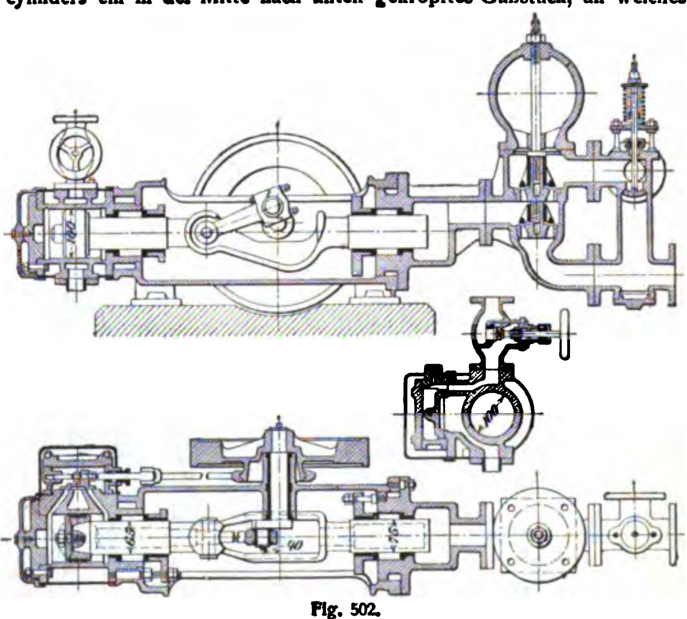


Fig. 502.

die Schubstange angreift. Das zwischen Saug- und Druckleitung eingeschaltete federbelastete Sicherheitsventil setzt beide Leitungen in Verbindung, sobald die Druckleitung während des Speisens geschlossen wird. Saug- und Druckventile der Pumpe sind einfache Ringventile.

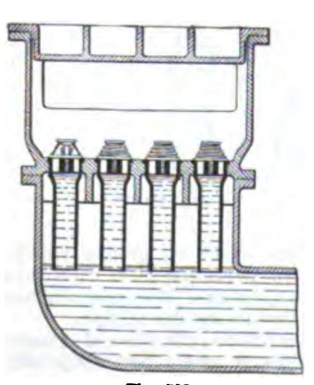


Fig. 503.

Um einen ruhigen und stoßfreien Gang der Pumpen, selbst bei hohen Umdrehungszahlen und großen Saughöhen zu erzielen, ist in Vorschlag gebracht worden, federbelastete Gruppenventile anzuordnen und jedes derselben, wie Fig. 503 erkennen läßt, mit einem in den Saugwindkessel eintauchenden besonderen Saugrohr zu versehen. Dadurch soll eine bessere Wasserführung erreicht und ferner die Wellenbewegung im Windkessel erheblich vermindert werden, so daß die Luft zu allen Ventilen gleichmäßig fein verteilt in kleinen Luftblasen gelangen kann, welche deren ruhigen Gang nicht beeinträchtigen.

Eine liegende Doppelpumpe mit innen liegenden Stopf-

büchsen und gemeinsamer Saug- und Druckleitung, wie sie von **Gebr. Sulzer** in Winterthur für das Wasserwerk der Stadt St. Gallen gebaut wurde, zeigt Fig. 504 (vergl. Z. d. V. d. I. 1898, S. 197). Der

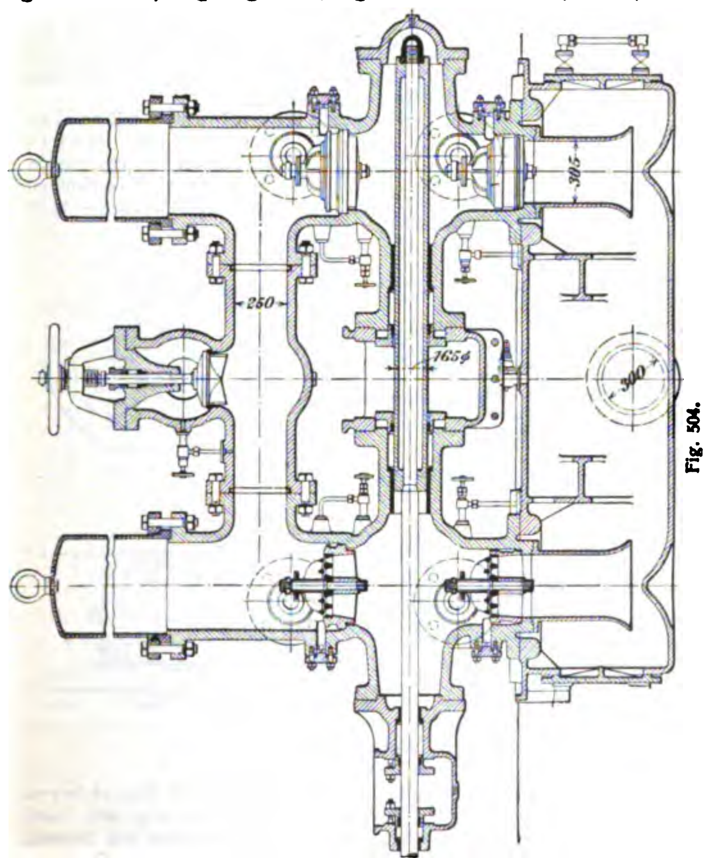


Fig. 504.

für beide Pumpen gemeinsame Tauchkolben von 165 mm Durchmesser und 1000 mm Hub wird von der verlängerten Niederdruckkolbenstange einer Sulzerschen Dreifach-Expansionsmaschine angetrieben. Die Pumpe besitzt gesteuerte Ventile, Bauart **Riedler**, und macht normal 60 Doppelhübe in der Minute. Zum Festhalten der Ventilsitze dienen von außen stellbare Druckstifte, deren Abdichtung durch Gummischnur, Gummischeiben oder dergl. bewirkt wird. Über jedem Druckventil befindet sich ein geschweißter flußeiserner Windkessel.

Auf der Abbildung sind auch die zum **Füllen** des Pumpenraumes bezw. des Saugwindkessels – vor dem Anlassen der Pumpe — nötigen

Rohrverbindungen mit abstellbaren Ventilen, ferner am Saugwindkessel ein Wasserstandsanzeiger sowie ein Sicherheitsventil erkennbar. Um die Druckventile nachsehen und nötigenfalls auswechseln zu können, ist in die für beide Pumpen gemeinsame Druckleitung ein von Hand stellbares Absperrventil eingebaut, das während des Betriebes offen bleibt.

Eine liegende Doppelpumpe mit außenliegenden Stopfbüchsen — es müssen dann zwei Tauchkolben angewandt werden — nach

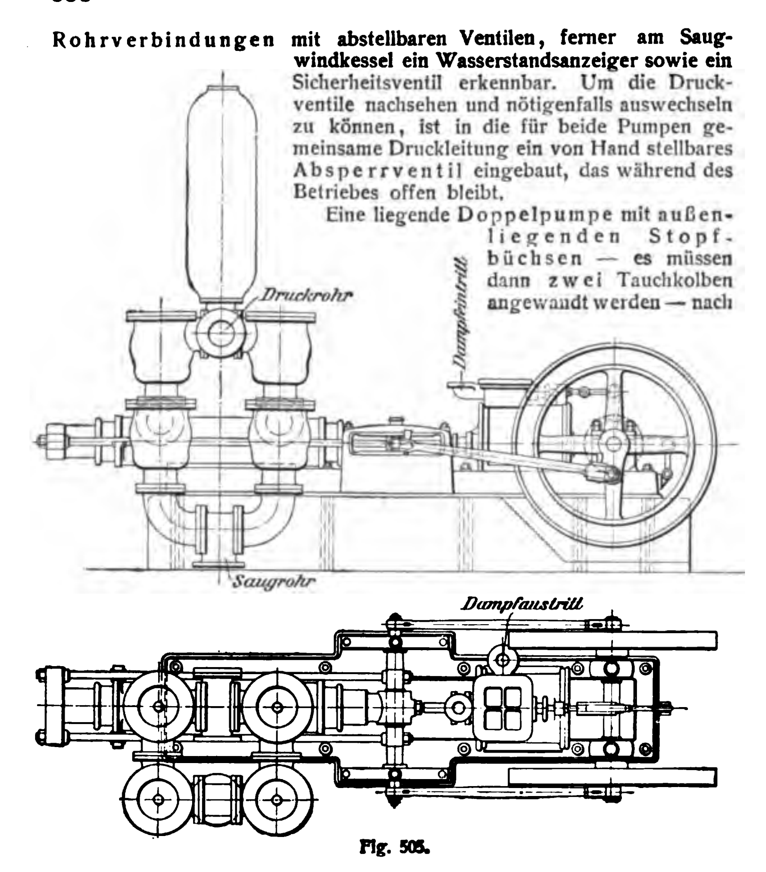


Fig. 505.

Ausführung der Halleschen Dampfpumpen- und Maschinenfabrik vorm. Wolff & Meinel in Halle a. S. zeigt Fig. 505. Der eine Tauchkolben wird unmittelbar von dem Querhaupt der Dampfmaschine, der andere mittelbar von diesem durch ein an dem Pumpenkörper seitlich vorbeiführendes doppeltes Gestänge bewegt, dessen Beanspruchung bei der den größeren Kraftaufwand erfordernden Druckwirkung auf Zug erfolgt. Die Ventilgehäuse sind an seitlichen bezw. oberen Flanschen des Pumpenkörpers befestigt.

Aus der auf S. 557 befindlichen Tabelle sind die Hauptabmessungen, Leistungen und Gewichte solcher Pumpen zu entnehmen.

Häufig werden, wie schon erwähnt, statt der Doppelpumpen, zur Ersparung eines Saug- und eines Druckventils, Differentialpumpen verwendet. Dieselben arbeiten mit einfacher Saugwirkung und ver-

Durchmesser des Dampfcylinders mm	Durchmesser der Plunger mm	Kolbenhub mm	Minutliche Umdrehungszahl	Fördermenge in l/min	Lichte Weite des Saugrohres mm	Lichte Weite des Druckrohres mm	Lichte Weite des Dampfeintritts mm	Lichte Weite des Dampfaustritts mm	Ungefähres Gewicht kg
120	65	160	120	**100**	50	40	26	33	450
120	85	160	95	**140**	60	50	26	33	600
150	85	200	80	**160**	65	60	33	40	1050
150	110	200	75	**240**	80	65	33	40	1300
180	110	260	70	**300**	90	80	33	40	1560
180	130	260	65	**380**	100	90	33	40	1750
220	130	320	60	**450**	100	90	45	60	2000
220	160	320	55	**600**	125	100	45	60	2300
260	180	320	55	**750**	150	125	45	60	2550
260	160	400	55	**900**	150	125	45	60	3550
300	180	400	55	**1000**	175	150	50	65	3900
320	200	400	55	**1200**	175	150	50	65	4000
300	200	500	50	**1400**	200	150	50	65	4300
300	230	500	45	**1600**	200	175	65	75	4450
350	250	500	40	**1850**	225	175	65	75	5200
350	250	600	38	**2000**	225	175	65	75	6000
400	300	600	35	**2500**	250	200	75	90	6800
420	340	600	30	**3000**	275	225	90	100	8000
470	360	700	28	**3600**	300	250	90	100	9300

teilter Druckwirkung, wodurch ebenfalls eine gleiche Kraftentnahme beim Hin- und Rückgange des Kolbens erreicht werden kann.

Die in umstehender Fig. 506 dargestellte Differential-Tauchkolbenpumpe mit Hartgummi-Ringventilen — s. Fig 368 (S. 403) — der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz hat 85 bezw. 120 mm Kolbendurchmesser und 240 mm Hub; sie macht normal 100 Umdrehungen in der Minute und fördert dabei stündlich etwa 15 cbm auf 220 m (manometrisch). An den gefährlichen Stellen (Übergangsstellen) des Pumpenkörpers angebrachte Verstärkungen sollen im Verein mit schmiedeeisernen Spannankern *a* Brüche verhindern, die infolge von Gußspannungen und der wechselnden Materialbeanspruchung an diesen Stellen auftreten können; die Spannanker sollen auch dazu dienen, nach etwa erfolgtem Bruch die Risse so weit zusammenzuziehen, daß ein Weiterarbeiten mit der Pumpe noch möglich ist.

Zum Festhalten der Ventilsitze dienen von außen erreichbare Druckstifte. Ein am Saugwindkessel angebrachtes federbelastetes Sicherheitsventil öffnet sich, sobald infolge ungenügenden Schließens des Saugventils oder dergl. die Spannung im Saugwindkessel eine gewisse Grenze überschreitet.

Ist allgemein bei Differentialpumpen F der Querschnitt des größeren, f derjenige des kleineren Tauchkolbens, so findet sich der letztere für gleiche Wasserlieferung beim Hin- und Rückgange aus $F - f = f$ zu

$$f = 0{,}5\,F,$$

oder für gleiche Kraftwirkung beim Hin- und Rückgange aus

$$F(H_s + h_s) + (F - f)(H_d + h_d) = f(H_d + h_d),$$

worin h_s und h_d die mittlere Saug- und die mittlere Druckwider-

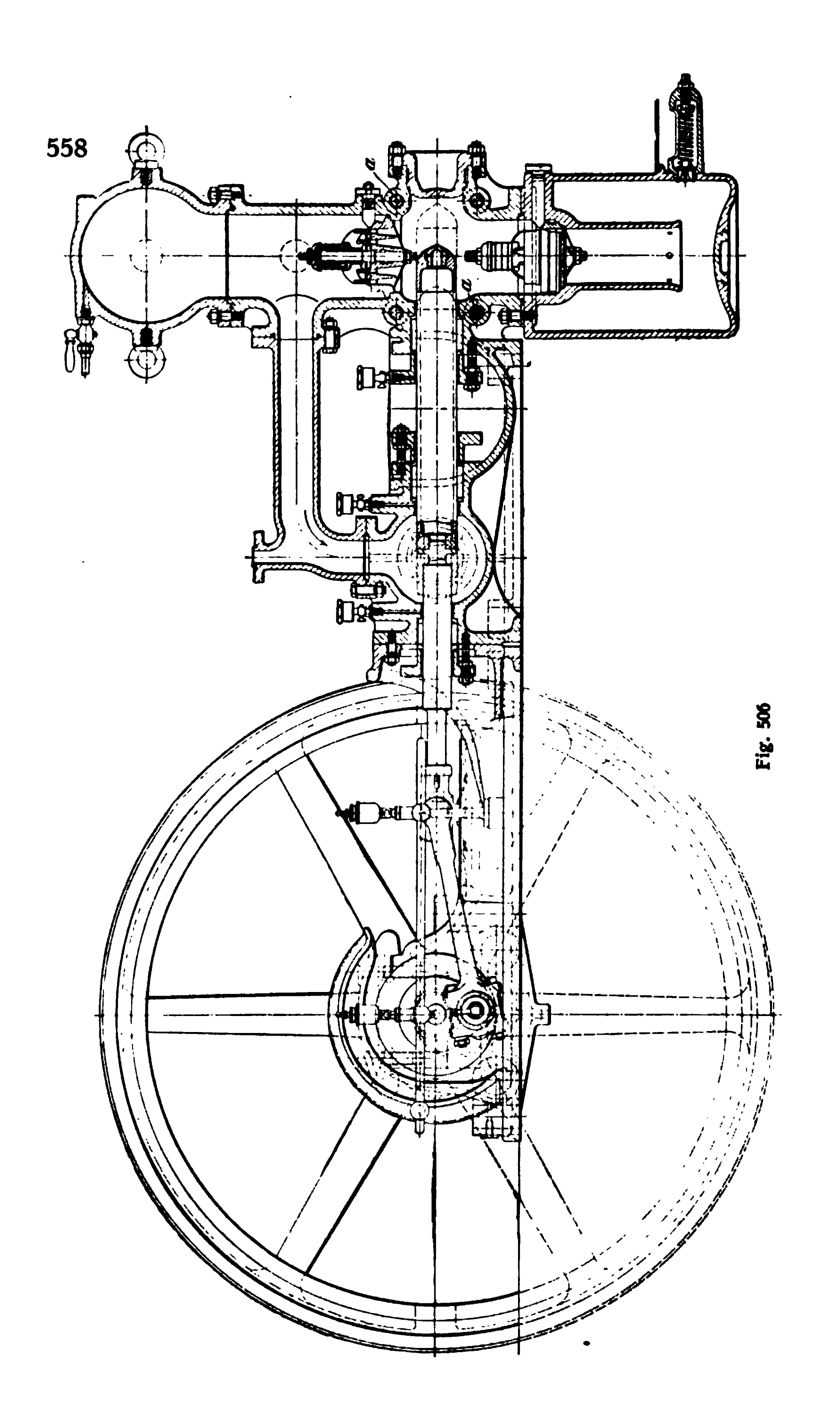


Fig. 506

standshöhe während des Kolbenhubes s bedeuten. Hierbei wird bei einem Hin- und Rückgange des Kolbens eine Wassermenge

$$(F-f)s+fs=Fs$$

gehoben. Die Abmessungen der Pumpe sind daher aus der Wasserlieferung zu berechnen wie für eine einfachwirkende Pumpe.

Eine stehende einfachwirkende Pumpe von 90 mm Plungerdurchmesser und 120 mm Hub der Maschinen- und Armaturen-

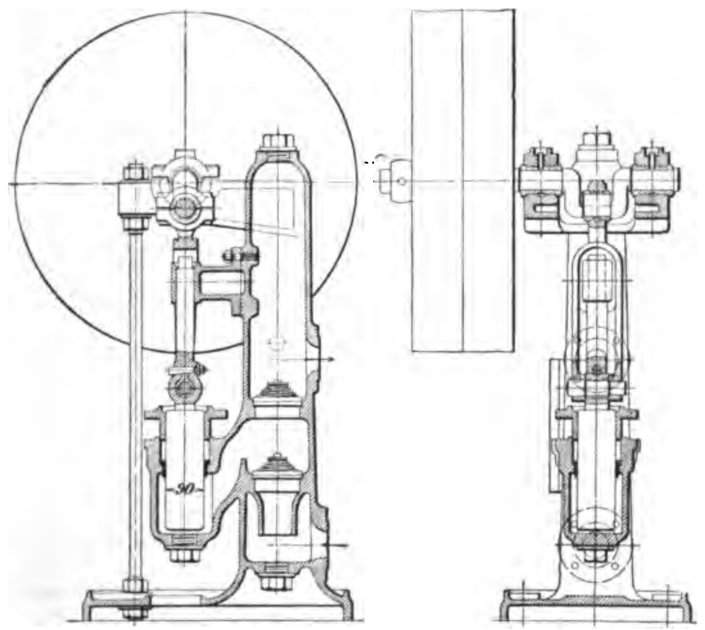


Fig. 507.

fabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal für Riemenantrieb und mit gegabelter Treibstange zwischen Kurbelwelle und dem mit seiner oberen Verlängerung in einer mit der hohlen Standsäule verschraubten Führungsbüchse gleitenden Plungerkolben ist in Fig. 507 dargestellt. Zur Steuerung dienen federbelastete Ringventile.

Eine stehende Zwillingspumpe der Firma Weise & Monski in Halle a. S. mit zwei einfachwirkenden Pumpen und Rädervorgelege für Riemenbetrieb zeigt Fig. 508. Die Pumpe eignet sich besonders für schwere Arbeiten und für Druckhöhen bis zu 10 atm.

Die Pumpencylinder von je 130 mm Durchmesser und 200 mm Hub bilden mit den gleichzeitig als Saug- und Druckwindkessel dienenden Säulen ein einziges Gußstück. Da die Saug- und Druckräume für beide Cylinder gemeinsam sind, können die Rohranschlüsse auf beliebiger Seite der Pumpe erfolgen.

Die leicht zugänglichen Kugel- bezw. Kegelventile sind von Bronze.

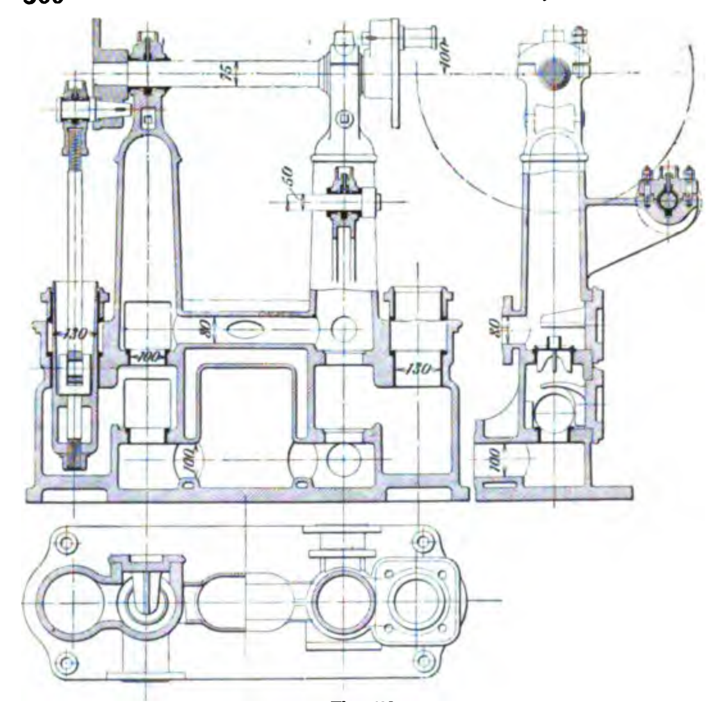


Fig. 508.

Die Hauptabmessungen und Gewichte dieser Pumpen sind aus der nachstehenden Tabelle zu entnehmen.

Durchmesser der Plunger mm	Kolbenhub mm	Minutliche Umdrehungszahl	Fördermenge in l/min	Lichte Weite des Saugrohres mm	Lichte Weite des Druckrohres mm	Ungefähres Gewicht kg
65	80	130	**60**	40	40	300
70	100	110	**75**	50	40	400
80	120	95	**100**	60	50	520
90	130	90	**130**	65	55	570
100	150	80	**170**	70	60	680
110	180	70	**220**	90	65	850
130	200	64	**300**	100	80	1150
150	220	60	**400**	100	80	1300
180	260	55	**600**	125	100	2150
200	300	50	**800**	150	125	2850

Eine liegende Zwillingspumpe derselben Firma mit Außenstopfbüchsen und gefrästem Rädervorgelege für elektrischen Antrieb ist in Fig. 509a und 509b (S. 562 und 563) dargestellt.

Derartige Pumpen werden bis zu etwa 100 PS mit Umdrehungszahlen von 150 bis 250 in der Minute gebaut. Der Trieb auf der Welle des Elektromotors wird gewöhnlich in Rohhaut gefertigt.

Die nachstehende Tabelle gibt die Hauptabmessungen und Gewichte solcher Pumpen für verschiedene Förderhöhen und Liefermengen.

Durchmesser der Plunger mm	Kolbenhub mm	Minutliche Umdrehungszahl	Fördermenge in l/min	Förderhöhe m	Lichte Weite des Druckrohres mm	Lichte Weite des Saugrohres mm	Ungefähres Gewicht kg
60	90	250	**120**	150	50	60	800
75	90	250	**190**	100	65	70	850
90	90	250	**270**	70	80	90	900
100	90	250	**330**	40	90	100	950
70	120	220	**190**	150	65	70	1300
85	120	220	**285**	100	80	90	1350
100	120	220	**390**	70	90	100	1480
120	120	220	**565**	40	100	125	1550
85	150	200	**320**	150	80	90	1600
100	150	200	**445**	100	90	100	1700
120	150	200	**640**	70	100	125	1770
150	150	200	**1000**	40	125	150	1900
100	180	180	**470**	150	90	100	2300
120	180	180	**685**	100	100	125	2400
150	180	180	**1030**	70	125	150	2900
180	180	180	**1560**	40	150	175	3200
120	220	160	**750**	150	100	125	3900
150	220	160	**1175**	100	125	150	4250
180	220	160	**1700**	70	150	175	4600
210	220	160	**2300**	40	175	200	4900
150	260	150	**1300**	150	150	175	4600
180	260	150	**1880**	100	175	200	4850
210	260	150	**2560**	70	200	225	5150
250	260	150	**3620**	40	250	275	5500
180	300	150	**2170**	150	175	225	6700
210	300	150	**2950**	100	200	250	7000
250	300	150	**4180**	70	250	300	8000
280	300	150	**5250**	40	300	350	9000

Zum Fördern großer Wassermengen auf mittlere und große Förderhöhen eignen sich Drillingspumpen, deren Vorteile, den Zwillingspumpen gegenüber, in einer bedeutend gleichmäßigeren Kraftentnahme und Wasserströmung bestehen. Sie arbeiten, da der Druckwechsel im toten Punkte in Wegfall kommt, auch bei hohen Umlaufzahlen ruhig und ohne Stöße.

Fig. 510 (S. 564) zeigt eine Drillingspumpe der Firma Bopp & Reuther in Mannheim; sie besteht aus drei einfachwirkenden Pumpen, deren Plunger durch eine, mit drei um je 120° gegeneinander versetzten Kröpfungen versehene Welle angetrieben werden, deren vier Lager mit einem trogartigen, mittels Blechmantels abgedeckten Gestell zusammengegossen sind.

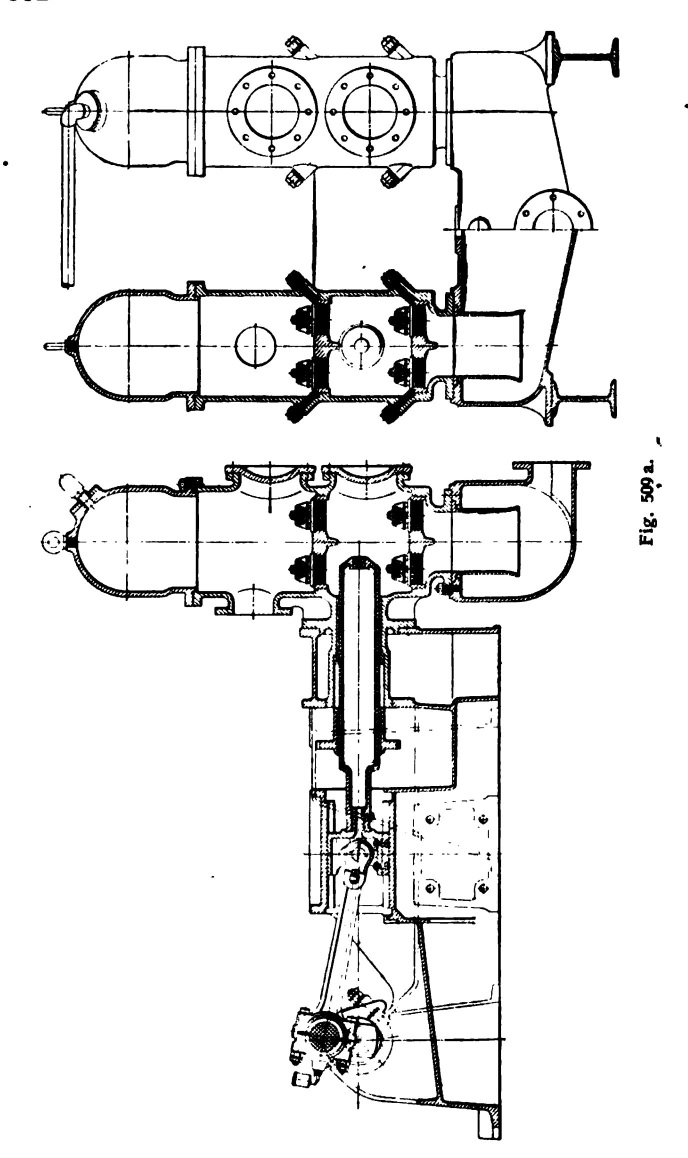


Fig. 509 a.

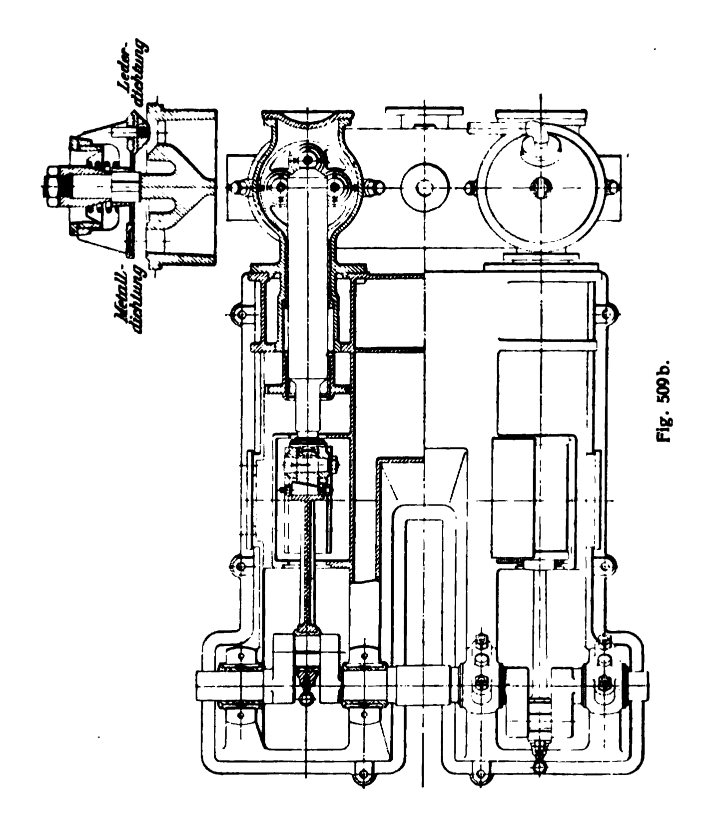


Fig. 509 b.

Einige Hauptabmessungen dieser Pumpen sind nachstehend gegeben.

Durchmesser der Plunger mm	Kolbenhub mm	Minutliche Umdrehungszahl	Lichte Weite des Saugrohres mm	Lichte Weite des Druckrohres mm	Fördermenge in cbm/std
80	95	350	100	90	27
100	125	280	150	125	44
120	160	240	175	150	70
140	200	200	200	175	97,2
175	250	175	275	250	169,2
200	300	150	300	275	228

In Fig. 511 ist eine stehende Verbund-Dampfpumpe mit außen durch Stopfbüchsen abgedichteten Plungerkolben der Halleschen Dampfpumpen- und Maschinenfabrik vorm. Wolff & Meinel in Halle a. S. dargestellt. Der Hochdruckcylinder hat 175, der Niederdruckcylinder 150 mm Durchmesser; der gemeinsame Kolbenhub beträgt 200 mm.

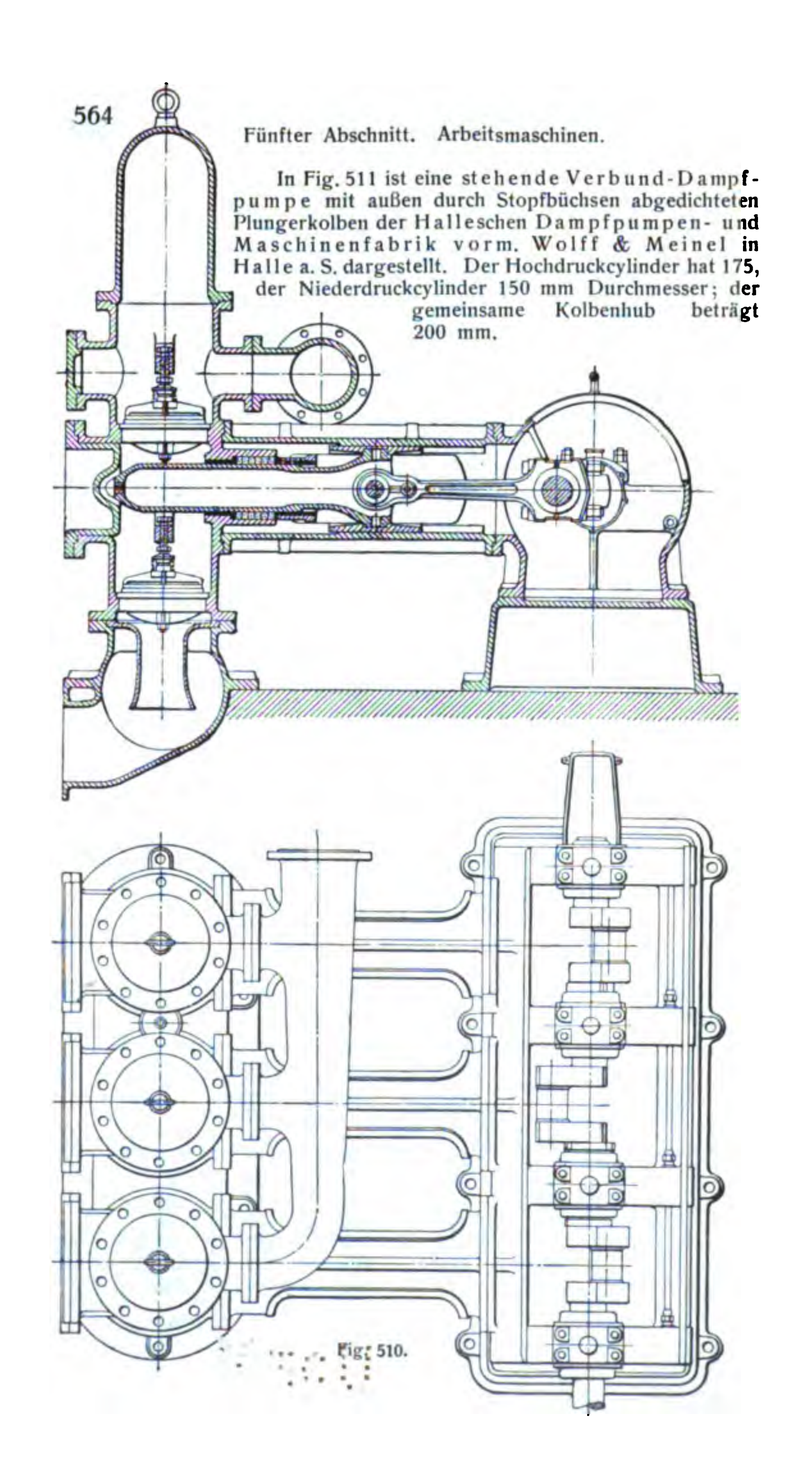


Fig. 510.

Die von Hand stellbare Mayer-Steuerung des Hochdruckcylinders ermöglicht eine veränderliche Leistung der Pumpe.

Abmessungen und Gewichte dieser Pumpen sind in der nachstehenden Tabelle enthalten.

Durchmesser des Hochdruck-cylinders mm	Durchmesser des Niederdruck-cylinders mm	Durchmesser der Plunger mm	Kolbenhub mm	Minutliche Umdrehungs-zahl	Fördermenge in l/min	Lichte Weite des Saugrohres mm	Lichte Weite des Druckrohres mm	Lichte Weite des Dampf-eintritts mm	Lichte Weite des Dampf-austritts mm	Ungefähres Gewicht kg
90	140	55	90	180	**72**	46	40	17	33	400
105	170	70	120	130	**110**	50	40	17	33	600
120	190	85	150	110	**160**	60	50	20	40	850
130	210	100	180	95	**240**	80	65	20	40	1 260
160	250	130	220	70	**350**	90	80	26	45	1 600
175	270	150	220	70	**500**	110	90	30	52	2 550
200	320	170	220	70	**650**	125	100	35	60	2 800
200	320	180	260	60	**700**	130	100	35	60	3 600
240	360	200	260	55	**850**	150	130	40	70	4 100
300	420	230	300	55	**1200**	180	150	45	75	5 500
300	420	250	300	55	**1600**	200	150	45	75	6 500
325	500	280	320	50	**1850**	235	200	60	100	8 000
325	500	300	350	45	**2000**	235	200	60	100	9 500
325	500	400	350	38	**3000**	275	250	60	100	10 500

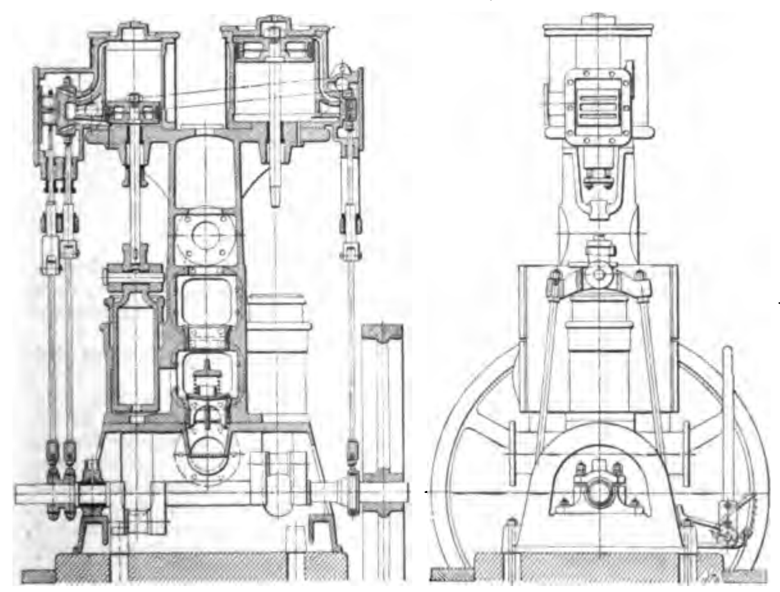


Fig. 511.

Eine größere liegende Verbund-Pumpmaschine, wie sie von der Firma Koch, Bantelmann & Paasch in Magdeburg-Buckau für Wasserhaltungen und Wasserversorgungen ausgeführt wird, zeigt Fig. 512. Die Bauart der Pumpencylinder, sowie die der anschließenden Ventilgehäuse mit dreifachen Ringventilen ist aus Fig. 513 zu entnehmen.

Die durch kräftige schmiedeiserne Streben untereinander bezw. mit den Maschinenrahmen verbundenen Pumpencylinder sind mit den

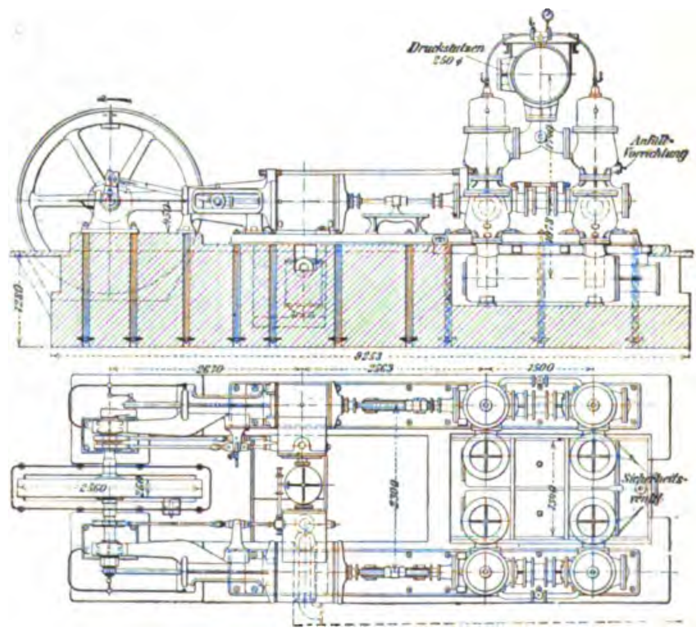


Fig. 512.

Dampfcylindern auf gemeinsamer, durchgehender Grundplatte befestigt Der Hochdruckcylinder hat von Hand stellbare Meyer-Steuerung, doch werden die Maschinen auch mit Rider-Steuerung und Leistungsregulator versehen.

Hauptabmessungen und Gewichte derartiger Pumpen sind aus der Tabelle auf S. 568 zu entnehmen.

Die stehende doppeltwirkende Dampfpumpe — sog. Unapumpe — der Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal hat zwei übereinander liegende Pumpenstiefel *a* und *b* (Fig. 514), von denen nur der untere (*a*) eine Stopfbüchse *c* besitzt, während in den oberen (*b*) ein bis nahe zum Grundring der Stopfbüchse hinabreichender Metallcylinder dicht eingesetzt ist, in dem der Tauchkolben gleitet. Die Pumpe ist mit der hohlen Säule *d*, die gleichzeitig den Druckwindkessel bildet, und auf dessen oberer

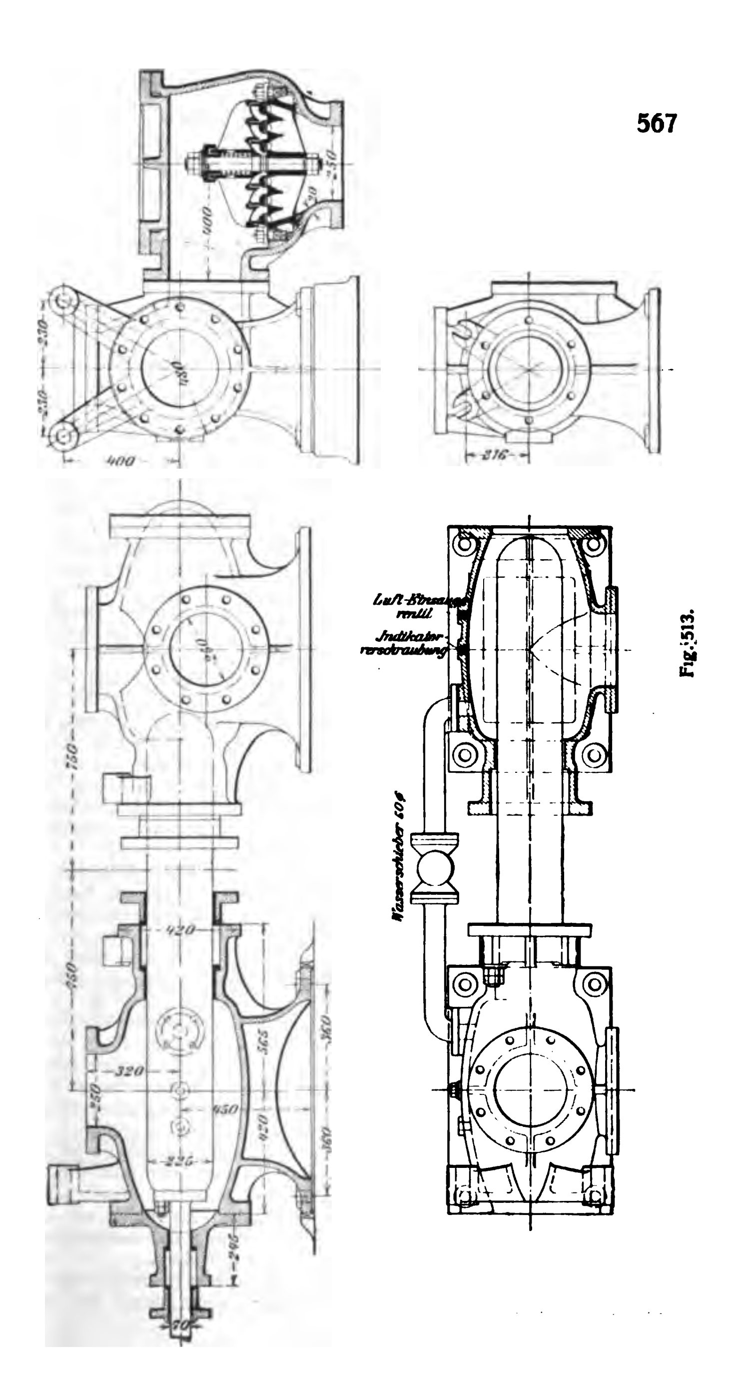

Luft-Einsauge-ventil
Indikator-verschraubung
Wasserschieber 60φ

Fig. 513.

Durchmesser des Hochdruckcylinders mm	Durchmesser des Niederdruckcylinders mm	Durchmesser der Plunger mm	Kolbenhub mm	Fördermenge in l/min	Minutliche Umdrehungszahl U	Druckhöhe bei 4 atm im Hochdruckcylinder m	Lichte Weite des Dampfeintritts mm	Lichte Weite des Dampfaustritts mm	Lichte Weite der Saug- und Druckrohre mm	Ungefähres Gewicht kg
400	635	225	600	4000	50	50	90	150	250	24 000
400	635	250	600	5000	50	45	90	150	275	25 000
475	800	325	600	7500	45	35	100	175	350	35 000
475	800	350	600	9000	45	30	100	175	375	35 500

Tragplatte der mittels Trickschiebers gesteuerte Dampfcylinder befestigt ist, aus einem Stück gegossen. Die Saugventile — bei *f* und *g* — stehen durch einen Kanal *e*, die Druckventile — bei *h* und *i* — durch einen Kanal e_1 miteinander in Verbindung. Beim Aufgange des Kolbens sind die äußeren Ventile *f* und *i* geöffnet, die inneren Ventile *g* und *h* dagegen geschlossen; beim Niedergange des Kolbens findet das Umgekehrte statt. Die Ventile sind federbelastete Ringventile. Die Kolbenstangen des Dampf- und Pumpencylinders sind durch das sog. Maschinenelement Klein miteinander verbunden (vergl. S. 310).

Fig. 515 zeigt eine von der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G. in Linden vor Hannover für die Grubenverwaltung der Ilseder-Hütte gelieferte, einfachwirkende sogenannte Expreßpumpe, Bauart Riedler-Stumpf, mit elektrischem Antrieb (vergl. Z. d. V. d. I. 1901, S. 46). Sie ist als Zwillings-Plungerpumpe gebaut und mit der Welle des Elektromotors von ~ 200 PS gekuppelt. Die Kolben haben 375 mm Durchmesser und 250 mm Hub. Bei 195 minutlichen Umdrehungen fördert die Pumpe 10000 l/min Wasser auf eine Gesamtwiderstandshöhe von 70 m.

Das Saugventil ist hier, ohne irgendwelche Federbelastung, konzentrisch um den Kolben angeordnet, der an seinem Ende einen Steuerkopf (Mitnehmer) mit einer Feder aus Hartgummi trägt. Vor Ende jedes Saughubes trifft letztere auf das geöffnete Ventil, wird dabei zusammengedrückt und preßt dann das Ventil auf seinen Sitz. Erfolgt der Rückgang des Kolbens, so entweicht die angesaugte Flüssigkeit durch ein mehrsitziges Ringventil in das Druckrohr.

Der Saugwindkessel ist so angebracht, daß sein Wasserspiegel höher liegt als das mit dem Kolben verbundene Ventil, so daß beim Beginn des Saugens das Wasser unter Druck in die Pumpe einströmt. Alle Stoßwirkungen, die bei gewöhnlichen Pumpen infolge der Bewegungs- und Geschwindigkeitsänderungen der Saugwassersäule entstehen, sind damit ausgeschlossen.

Die bei jedem Hube zu beschleunigende Wassermenge ist bei der Riedler-Expreßpumpe sehr gering. Dazu kommt, daß zum Öffnen des wagerecht angeordneten Saugventiles eine geringere Kraft nötig ist, als bei einem sich senkrecht hebenden Ventil. Es sind somit alle Bedingungen erfüllt, um die auf eine Herabsetzung der wirklichen Saughöhe hinwirkenden Verhältnisse günstig zu gestalten.

Bei den von der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln a. Rh. für die Wasserhaltung der Bleierzgruben der Gewerk-

schaft Lohmannsfeld und Peterszeche im Siegerland gelieferten einfachwirkenden Riedler-Expreßpumpen von 185 mm Durchmesser und

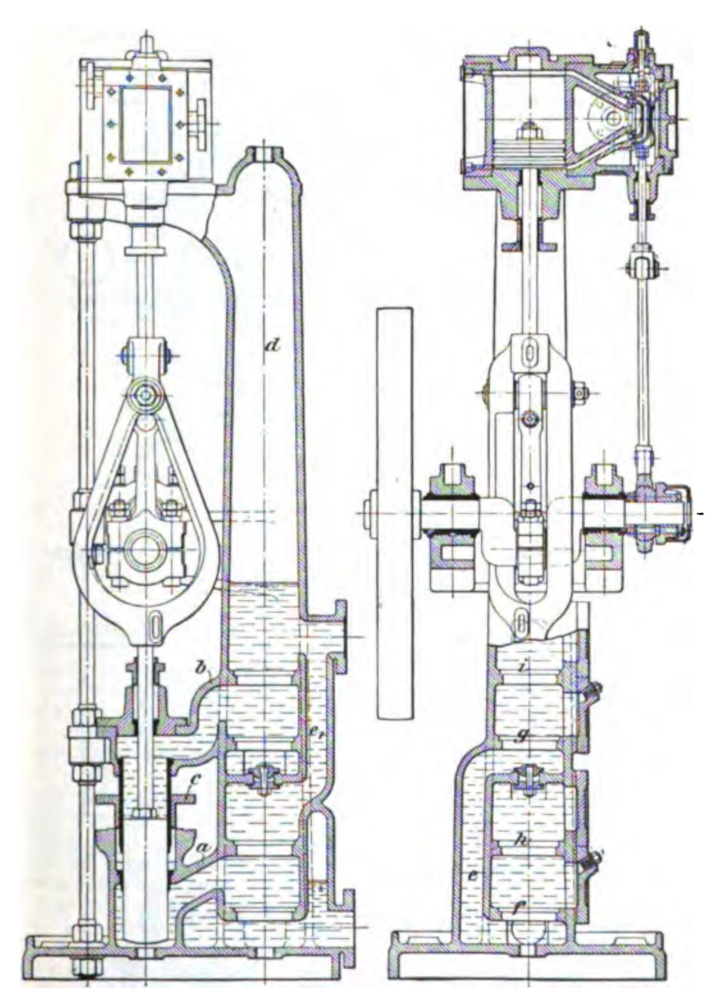


Fig. 514.

200 mm Hub sind, wie Fig. 516 ersichtlich, die nach Entfernen des hinteren Deckels zugänglichen beiden Ventile jeder Pumpe gleichachsig angeordnet. Über dem Sitz des Saugventiles liegt ein Einsatz, der das

Druckventil enthält, in dessen Bauart — gegenüber der früheren Ausführung — nur insofern eine Änderung eingetreten ist, als wegen der

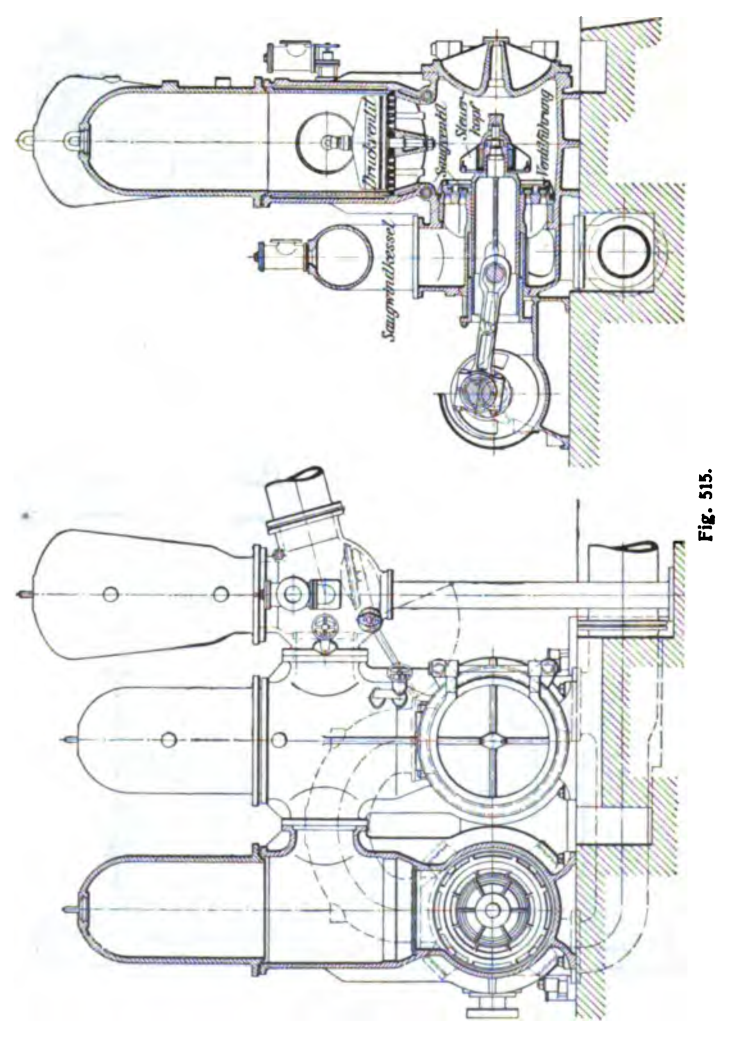


Fig. 515.

wagerechten Lage für die einzelnen Ventilringe eine Führung vorgesehen ist. Die Vorteile dieser Anordnung sollen in der vorzügilchen Wasser-

führung innerhalb der Pumpe, in der Verminderung der Saughöhe, die bekanntlich bis zum höchsten Punkte des eigentlichen Pumpenraumes zu rechnen ist, ferner darin bestehen, daß nur in dem kegelförmigen Druckventilsitze wechselnder Druck herrscht. Etwa in die Pumpe gelangende Luft wird durch eine kleine Bohrung am höchsten Punkte des Arbeitsraumes abgeführt, soweit sie überhaupt bei der großen Umlaufzahl der Pumpe nicht vom Wasser mitgerissen wird. Die von Dampfmaschinen betriebenen Pumpen fördern je 1 cbm/min auf 310 m Höhe (vergl. Z. d. V. d. I. 1901, S. 1424 und 1802, S. 1042).

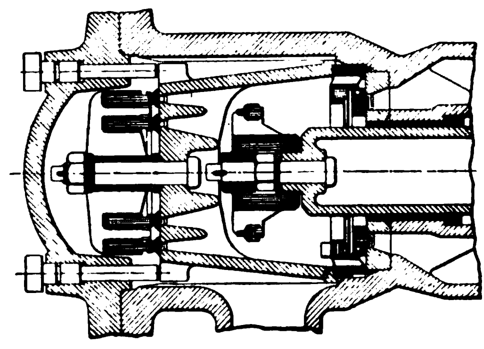


Fig. 516.

Von der Firma Ortenbach & Vogel in Bitterfeld werden sog. Orvo-Pumpen in den Handel gebracht, die mit einer Kolbenschiebersteuerung — also ohne Ventile — und ebenfalls mit hohen Umlaufzahlen und großer Saughöhe arbeiten. Diese Pumpen werden in Zwillingsanordnung mit um 90° gegenseitig versetzten Kurbeln und vierfachwirkend gebaut. Fig. 517 zeigt eine stehende Orvo-Pumpe mit Rädervorgelege für elektrischen Antrieb. Auf den Stangen s und s_1 sitzen die einfachwirkenden Arbeitskolben a und a_1, wie auch die mit halb so großem Querschnitt als letztere ausgeführten, gleichzeitig als Differentialkolben wirkenden Steuerkolben b und b_1, von denen jeder den auf benachbarter Stange sitzenden Arbeitskolben steuert. Da Arbeits- und Steuerkolben — gegenüber den bisherigen Ausführungen von Schieberpumpen — auf gemeinsamer Stange befestigt sind und sich demzufolge mit gleicher Geschwindigkeit bewegen, letztere aber in der Hubmitte der Steuerkolben, in der die Umsteuerung erfolgt, ihren Höchstwert erreicht, ist es möglich, denselben Überdeckung geben zu können, so daß im Augenblicke des Hubwechsels der Arbeitskolben der Druckraum der Pumpe — ohne nachteiligen Einfluß auf den Gang derselben — bereits abgeschlossen ist. Bei der hohen Umsteuerungsgeschwindigkeit, mit der die Orvo-Pumpen arbeiten, ist der Einfluß dieser Überdeckung auf die Druckspannung im Pumpencylinder wegen des nur kleinen Weges, den die Arbeitskolben während der Druckperiode

nach erfolgtem Abschließen des Druckkanales bis zum Hubende noch zurückzulegen haben, äußerst gering. Die Orvo-Pumpen können auch als nasse Luftpumpen vorteilhafte Verwendung finden.

Bei den schwungradlosen Dampfpumpen mit direkt wirkender Steuerung, deren Konstruktion von Henry R. Worthington

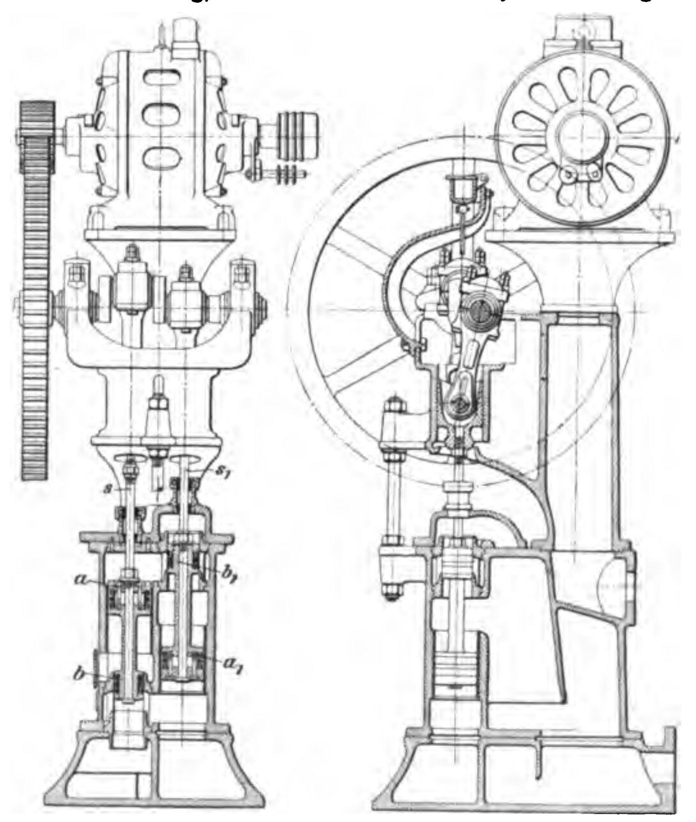


Fig. 517.

herrührt, sind stets zwei Pumpen derart miteinander verbunden, daß, wie Fig. 518 erkennen läßt, die auf einen Schwinghebel *o* übertragene Bewegung der Kolbenstange *k* des einen Dampfcylinders *d* mittels Hebelübersetzung auf den Schieber des anderen Dampfcylinders übertragen wird, dessen Kolbenstange wiederum in gleicher Weise den Schieber *m* der ersten Maschine steuert.

Um Wasserverluste und Stöße zu vermeiden, wird durch kurze Hubpausen am Ende jedes Kolbenspieles erreicht, daß die Ventile sich erst völlig schließen können, ehe der neue Hub beginnt. Damit mangels zwangläufiger Hubbewegung der Kolben nicht an den Cylinderdeckel anstoßen kann, ist eine unter allen Umständen sicher wirkende Endverdichtung des Dampfes angeordnet; zu dem Zwecke sind für die Ausströmung des Dampfes zwei innere Dampfkanäle vorgesehen, welche vom Kolben überlaufen und damit abgeschlossen werden, wenn er sich seinen Endstellungen nähert, während die beiden äußeren Kanäle ausschließlich zur Einströmung des Dampfes dienen.

Der aus Rotguß gefertigte Plungerkolben *g* des Pumpencylinders bewegt sich bei den von Otto Schwade & Co., Erfurt, gebauten schwungradlosen Dampfpumpen in einer Grundbüchse *b*, sowie in einer leicht auswechselbaren Brille *l*. Die samt den eingeschraubten Sitzen aus Rotguß bestehenden Tellerventile sind mit gezogenen Metallfedern

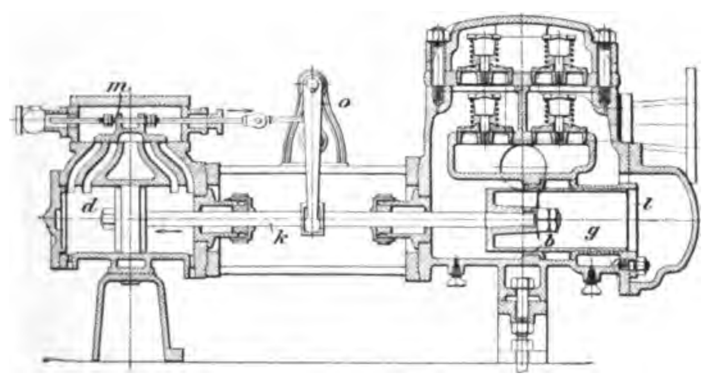


Fig. 518.

und zentralen Führungsspindeln aus Deltametall versehen. Nach Abnahme des oberen Verschlußdeckels sind die Ventile leicht zugänglich.

An Stelle der vorgenannten sog. Duplex-Dampfpumpen mit je zwei Cylindern werden auch direkt wirkende Dampfpumpen mit nur einem Cylinder — sog. Simplexpumpen — gebaut. Bei diesen Pumpen erfolgt die Einstellung des Steuerorganes behufs Umkehr der Kolbenbewegung unter Mitwirkung eines Hilfsschiebers, der von der Kolbenstange des eigenen Cylinders seine Bewegungen ableitet, oder aber mittels Dampfwechsels u. dergl.

Häufig werden direkt wirkende Dampfpumpen, um die Wirtschaftlichkeit ihres Betriebes zu erhöhen, für eine zwei-, auch dreimalige Expansion des Arbeitsdampfes eingerichtet.

Aus demselben Grunde arbeiten die von der Maschinenfabrik „Odesse", G. m. b. H. in Oschersleben unter dem Namen Odesse-Dampfpumpen in den Handel gebrachten Duplex-Dampfpumpen mit einer von Hand einstellbaren Expansionssteuerung, deren Konstruktion und Wirkungsweise an der in Fig. 519 dargestellten Odesse-Bergwerks-

pumpe erkennbar sind. Auf den Kolbenstangen sind die Steuerarme *a* befestigt, mit denen die Treibstangen *b* und die mit letzteren fest verbundenen Treibstücke *c* zusammenhängen. Diese letzteren besitzen eine schräge Nut, in der ein entsprechender schräger Ansatz des Grundschiebers *d* gleitet, so daß beim Arbeiten der Pumpe die Längsbewegung der Kolben in eine Querbewegung der Schieber umgewandelt und entsprechend dem Winkel der schrägen Nut verkürzt wird. Auf diese Weise sind alle Zwischenorgane vermieden, durch deren Verschleiß die betriebssichere Wirkung der Steuerung beeinträchtigt werden könnte.

Der schräge prismatische Ansatz der Grundschieber hat in der Nut des Treibstückes etwas Spielraum, um beim Hubwechsel der Pumpe eine Pause zu schaffen, während welcher die Ventile genügend Zeit gewinnen, um sich sanft und stoßfrei zu schließen. Die auf dem Rücken der Grundschieber gleitenden Expansionsschieber *m* lassen sich durch Spindeln mit links- und rechtsgängigem Gewinde — genau wie bei der Meyer-Steuerung — näher zusammen- oder auseinanderstellen. Hierdurch hat man es in der Hand, der Pumpe stets nur so viel Dampf

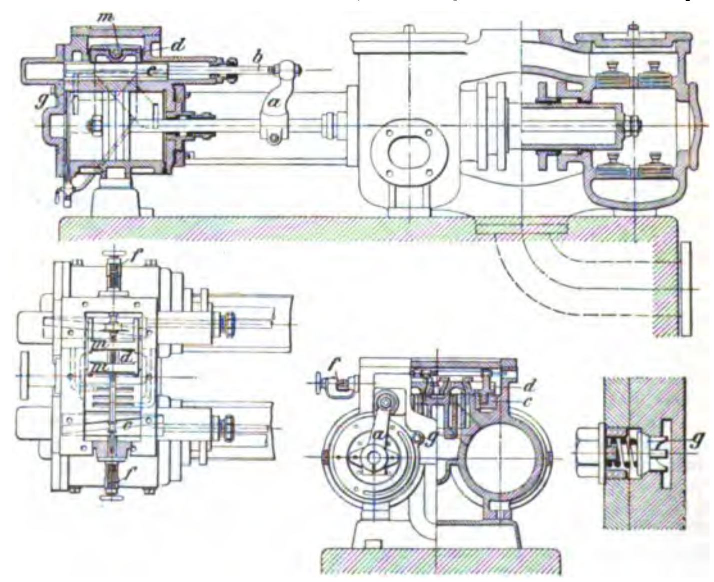


Fig. 519.

zuzuführen, wie sie zur Erreichung der vollen Hublänge bei der jeweiligen Arbeitsleistung nötig hat.

Grund- und Expansionsschieber haben zentralen Antrieb, wodurch ein Klemmen und Ecken derselben vermieden wird.

Zur genauen Einstellung der Expansion und Erkennung des Füllungs-

grades sind äußere kleine Stellböckchen f mit Handrad, Zeiger und Skala angebracht.

Um beim Hubwechsel den Dampf hinter den Kolben gelangen zu lassen, trotzdem der hier zugleich als Ausströmkanal dienende Einströmkanal von dem letzteren verschlossen ist, sind an den Cylinderenden kleine Hilfskanälchen mit Rückschlagventilen g angebracht, die mit dem vom Kolben verschlossenen Kanal in Verbindung stehen und sich öffnen, sobald Frischdampf vom Schieberkasten in den Kanal gelangt.

Besonders günstig wird die Dampfökonomie bei den nach dem Verbundsystem und mit Kraftausgleichern arbeitenden Odesse-Pumpen. Letztere speichern — in ähnlicher Weise wie die Schwungräder — die während der Dampfeintrittsperiode nicht verbrauchte Kraft auf und geben dieselbe dann während der Expansionsperiode wieder an die Kolbenstange ab. Dies wird durch einen in den kräftig gehaltenen Rahmen zwischen Dampf- und Pumpenseite eingebauten Hilfscylinder und durch ein einfaches Kniehebelpaar erreicht. Als Kraftübertragungsmittel dienen Luft und Öl, wodurch gleichzeitig Reibung und Abnutzung erheblich herabgemindert werden. Derartige Kraftausgleicher finden auch bei größeren Duplex-Dampfpumpen Anwendung [1]).

B. Kreiselpumpen (Centrifugalpumpen).

Je nach der Art der Aufstellung unterscheidet man Kreiselpumpen mit wagerechter und mit lotrechter Welle, je nach der Art des Einlaufes solche mit einseitigem und mit zweiseitigem Einlauf; ferner unterscheidet man je nach der Höhe, auf welche die betreffende Flüssigkeit gefördert werden soll, Niederdruck- und Hochdruck-Kreiselpumpen; letztere werden, da sie nach dem bei Turbinen üblichen Verfahren — wenn auch im umgekehrten Sinne — arbeiten, als Turbinenpumpen bezeichnet. Die Niederdruck-Kreiselpumpen eignen sich zur Förderung von Wassermengen bis auf etwa 25 m Höhe. Die Förderhöhe ist annähernd proportional dem Quadrate der Umdrehungszahl, der Arbeitsbedarf annähernd proportional dem Produkte der Wassermenge und der Förderhöhe.

Für Förderhöhen über 25 m verwendet man die Turbinenpumpen. Die Förderhöhen dieser Pumpen richten sich, sofern sie mit dem zugehörigen Betriebsmotor direkt gekuppelt sind, nach dessen Umdrehungszahl. Übliche Ausführungen sind solche für Förderung von etwa 1,5 bis 120 cbm/min und darüber bis auf etwa 150 m Höhe.

Vor Inbetriebsetzung muß die Pumpe, sofern sie über der Oberfläche der zu hebenden Flüssigkeit aufgestellt wird, mit dieser gefüllt und zu dem Zweck mit einem Füllhahn und mit einem Fußventil versehen werden. Vielfach wird die Flüssigkeit mittels eines auf das Gehäuse gesetzten Dampf- oder Wasserstrahl-Luftsaugers angesaugt.

Der Antrieb der Pumpe erfolgt durch gewöhnliche Zahnräder, besser aber durch Pfeilräder, ferner durch Keilräder und durch Riemen.

---

[1]) Über „Neuere Duplex-Pumpmaschinen" s. Z. d. V. d. I. 1905, S. 981 u. ff.

Im letzteren Falle empfehlen Brodnitz & Seydel in Berlin, für die Breite b des Riemens (in mm) — Riemengeschwindigkeiten $v \leqq 15$ m/sek vorausgesetzt — zu nehmen

$$b = \frac{3000\,N}{D\,n};$$

hierin bedeutet noch N die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken, D den Durchmesser der Riemenscheibe (in m) und n die Anzahl der minutlichen Umdrehungen derselben.

Für unmittelbaren Antrieb der Pumpe eignen sich besonders Elektromotoren und Dampfturbinen. Für größere Druckhöhen als 10 m ist auf der Pumpe ein Rückschlagventil anzubringen. Die Rohrteile über und unter diesem Ventil werden zweckmäßig durch ein Röhrchen mit eingeschaltetem Hahn verbunden, um durch Öffnen desselben vor Inbetriebsetzung der Pumpe den auf dem Ventil lastenden Überdruck zu beseitigen.

a) Berechnung der Kreiselpumpen mit wagerechter Welle[1]).

Es bezeichne unter Bezugnahme auf Fig. 520

$A = 10{,}33$ m die Wassersäule, welche dem Luftdruck entspricht,
H_s die Saughöhe in m,
H_d die Druckhöhe in m,
$H = H_s + H_d$ die gesamte hydrostatische Förderhöhe in m,
Q die gehobene Flüssigkeitsmenge in cbm/sek,
γ das Gewicht der Flüssigkeit in kg/cbm,
v_s und v_d die Saug- und Druckgeschwindigkeit in m/sek,
u_e und u_a die Umfangsgeschwindigkeiten am inneren und äußeren Radumfange in m/sek,
c_e und c_a die absolute Eintritt- und Austrittgeschwindigkeit in m/sek,
w_e und w_a „ relative „ „ „ „ „
r_e und r_a den inneren und äußeren Radhalbmesser in m,
b_e und b_a die innere und äußere lichte Radbreite in m,
n die Anzahl der Radumdrehungen in der Minute,
$H_w = h_s + h_r + h_d$ die den Bewegungswiderständen im Saugrohre, im Rade und im Druckrohre entsprechende Widerstandshöhe in m.

Die größtmögliche Saughöhe ergibt sich, wie bei den Kolbenpumpen, aus der Bedingung

$$A - \left(H_s + h_s + \frac{v_s^2}{2\,g}\right) > 0.$$

Man wählt — je nach der Länge der Leitung — $v_s \sim 1{,}0$ bis 2,0 m/sek. Damit folgt der Durchmesser des Saugrohres d_s aus

$$Q = \frac{d_s^2\,\pi}{4}\,v_s.$$

Für Pumpen mit zweiseitigem Einlauf erhält man den Durchmesser d_s' des letzteren aus

$$Q = 2\,\frac{d_s'^2\,\pi}{4}\,v_s.$$

[1]) Über die Berechnung der Kreiselpumpen mit lotrechter Welle s. Z. d. V. d. I. 1905, S. 807 u. ff.: „Die Kreisel und ihre Leistungen“ von H. Hagens.

Für den Eintritt der Flüssigkeit in das Rad bezw. in den Druckkanal gilt bei $\mathfrak{z}_e$ Schaufeln am inneren und $\mathfrak{z}_a$ Schaufeln am äußeren Umfange mit Berücksichtigung der Schaufeldicke e

$$Q = \left(2\pi r_e - \mathfrak{z}_e \frac{e}{\sin\alpha_e}\right) b_e c_e = \left(2\pi r_a - \mathfrak{z}_a \frac{e}{\sin\alpha_a}\right) b_a c_a \sin\beta.$$

Es ist bei Pumpen mit zweiseitigem Einlauf $r_e = 0{,}6\, d_s'$ und die Schaufelzahl — je nach der Größe des Rades — $\mathfrak{z}_e = 6$ bis 12, ferner $\mathfrak{z}_a$ gewöhnlich $= \mathfrak{z}_e$, nur bei großen Pumpen $\mathfrak{z}_a > \mathfrak{z}_e$ zu wählen.

Die Schaufeldicke e beträgt (bei Gußeisen) 6 bis 10 mm.

Der äußere Radhalbmesser wird $r_a = 2\,r_e$, bei großen Förderhöhen $r_a > 2\,r_e$ und die Geschwindigkeit $c_e = v_s$, vielfach auch $= c_a \sin\beta$ genommen; im letzteren Falle sind die Radbreiten b_e und b_a verschieden groß.

α_e, α_a und β sind die in Fig. 520 angegebenen Winkel, die durch spätere Erörterungen bestimmt werden.

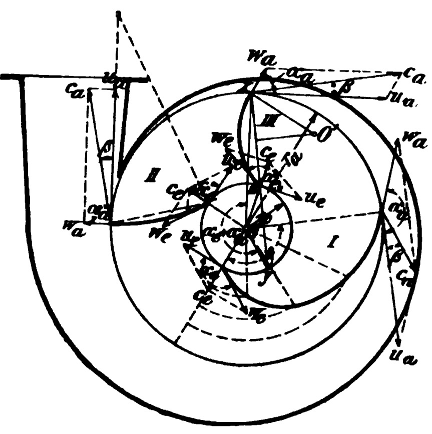


Fig. 520.

Die Radgeschwindigkeit am äußeren Umfange wird

$$v_a = \sqrt{\frac{2g(H + H_w) + v_d^2}{1 + \dfrac{\sin(\alpha_a + \beta)}{\sin(\alpha_a - \beta)}}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 80$$

Die Geschwindigkeit v_d ist gleich $v_s \sim 1{,}0$ bis 2,0 m/sek zu nehmen.

Um die gegebene Förderhöhe mit der kleinsten Umfangsgeschwindigkeit v_a zu überwinden, muß in der vorstehenden Gleichung der Ausdruck $\sin(\alpha_a + \beta) : \sin(\alpha_a - \beta)$ möglichst groß sein.

Bei der vielfach benutzten zurückgekrümmten Schaufel (Form *I* in Fig. 520) ist $\alpha_a > 90^0$; es wird sonach, da β jedenfalls ein spitzer Winkel sein muß, dieser Ausdruck < 1. Bei der von Rittinger gewählten Schaufelkrümmung (Form *II* in Fig. 520) mit $\alpha_a = 90^0$ ist der Ausdruck $= 1$ und bei der vorwärtsgekrümmten Schaufel (Form *III* in Fig. 520) > 1. Es empfiehlt sich daher, die letztere Form insbesondere für große Förderhöhen anzuwenden. Diesem Vorteil steht jedoch der Nachteil gegenüber, daß die Umdrehungszahl n des Rades beim Angehen größer als für den regelrechten Betrieb sein muß.

Die Radgeschwindigkeit am inneren Umfange wird

$$v_e = v^u \frac{r_e}{r_a}.$$

Für die Schaufelform sind zunächst die Winkel α_e und α_a bestimmend; α_e ergibt sich aus

$$\operatorname{tg}(180 - \alpha_e) = \frac{c_e}{v_e};$$

α_a läßt sich auf Grund der vorstehend gegebenen Erwägungen annehmen.

Fink empfiehlt unter der Annahme, daß die tangentiale Komponente der Durchflußgeschwindigkeit der Flüssigkeit durch das Rad nach außen proportional dem Halbmesser wächst, als Schaufelform die archimedische Spirale (Form I in Fig. 520). Der Centriwinkel φ, innnerhalb dessen die Schaufel liegt, wird für $r_a = 2\,r_e$ zu 160^0 angegeben; hierfür sind dann die Winkel α_e und α_a bestimmt. Will man jedoch α_e oder α_a annehmen und dann die Spirale in der angegebenen Weise zeichnen, so ist φ aus der Gleichung

$$\varphi = \frac{r_a - r_e}{r_e}\,\frac{180}{\pi \operatorname{tg}(180 - \alpha_e)} = \frac{r_a - r_e}{r_a}\,\frac{180}{\pi \operatorname{tg}(180 - \alpha_a)}$$

zu ermitteln. Es ist hierbei zu beachten, daß nur α_e oder α_a für einen gegebenen Wert von $r_a : r_e$ angenommen werden kann.

Die von Rittinger angegebenen wie auch alle anderen Schaufeln mit etwas vorwärtsgekrümmter Form (II und III in Fig. 520) lassen sich zweckmäßig als Kreisbogen bilden, indem man Winkel

$$x\,O\,y = 360^0 - (\alpha_e + \alpha_a)$$

macht, $x\,y$ zieht, $x\,z$ halbiert und als Mittelpunkt des Kreisbogens den Schnitt O' der Winkelrechten im Halbierungspunkte mit der in x zu der Richtung von w_a gezogenen Winkelrechten nimmt.

Für die minutliche Umdrehungszahl des Rades gilt

$$n = \frac{30}{\pi}\,\frac{v_a}{r_a} = 9{,}55\,\frac{v_a}{r_a};$$

v_a ist in der erläuterten Weise zu berechnen; n oder r_a ist anzunehmen.

Der Arbeitsbedarf E_e in mkg/sek ergibt sich zu

$$E_e = \gamma\,Q\left(H + H_w + \frac{v_a^2}{2\,g}\right) + E_w = \gamma\,Q\,\frac{v_a^2}{2\,g}\left[1 + \frac{\sin(\alpha_a + \beta)}{\sin(\alpha_a - \beta)}\right] + E_w = \gamma\,\frac{Q\,H}{\eta};$$

hierin bedeutet noch E_w die von der Zapfenreibung und dem Widerstand des kreisenden Rades in der Flüssigkeit herrührende Widerstandsarbeit, η den Wirkungsgrad der Kreiselpumpe.

Nach Hartig kann $E_w \sim 1{,}2\,v_a^2$ (in mkg/sek) gesetzt werden.

Der Arbeitsbedarf E_e wird am kleinsten für $\alpha_a = 90 + 0{,}5\,\beta$, also bei einer schwach zurückgekrümmten Schaufel.

Ebel empfiehlt, $\beta = 10^0$ und damit $\alpha_a = 95^0$ zu nehmen.

Der Wirkungsgrad der Kreiselpumpe ergibt sich zu

$$\eta = \frac{\gamma\,Q\,H}{\gamma\,Q\,\frac{v_a^2}{2\,g}\left[1 + \frac{\sin(\alpha_a + \beta)}{\sin(\alpha_a - \beta)}\right] + E_w};$$

für $\alpha_a = 90 + 0{,}5\,\beta$ erhält η seinen Höchstwert, und es wird

$$\eta_{max} = \frac{\gamma\, Q\, H}{\gamma\, G\, \frac{v_a^2}{2\,g}(2 - 4\cos^2\alpha_a) + E_w}.$$

Ausgeführte Kreiselpumpen gewöhnlicher Bauart haben einen Wirkungsgrad $\eta \gtreqless 0{,}6$ ergeben.

Rechnungsvorgang. Für die Förderung einer bestimmten Flüssigkeitsmenge Q auf die Höhe H mittels Kreiselpumpe werden zunächst v_s und v_d gewählt; hierdurch sind d_s und d_d bestimmt, und es können h_s und h_d berechnet werden. Es muß dann

$$A - \left(H_s + h_s + \frac{v_s^2}{2\,g}\right) > 0$$

sein; ist dies nicht der Fall, so muß H_s kleiner genommen werden. Hierauf sind die Winkel α_a und β zu wählen, womit aus Gl. 80 der Wert für v_a folgt.

Es wird dann w_a und c_a ermittelt, $r_a : r_e$ gewählt, r_e aus d_s bezw. d_s' bestimmt, womit sich r_a, v_e, α_e, w_e und n ergeben. Die Schaufelzahlen $\mathfrak{z}_e$ und $\mathfrak{z}_a$ werden gewählt, die Schaufelformen aufgezeichnet, die Dicke e entsprechend dem Material genommen; dann kann b_e und b_a berechnet werden, und schließlich läßt sich aus den gefundenen Werten E_w und η ermitteln.

Das Pumpengehäuse wird selten mit besonderen Leitschaufeln versehen; gewöhnlich erhält der Druckkanal, d. h. derjenige Teil der Pumpe, welcher die aus dem Rade strömende Flüssigkeit aufnimmt und nach dem Druckrohr leitet, eine Breite gleich der äußeren Radbreite b_a und rechteckigen Querschnitt. Eine passende Form des Kanals ergibt sich dann in der Evolvente desjenigen Kreises, welcher um den Radmittelpunkt mit $r_a \sin\beta$ beschrieben wird. Wird jedoch die Breite des Kanals größer als b_a genommen, wie es häufig geschieht, so ist der Querschnitt an der weitesten Stelle als $\frac{Q}{c_a}$ zu berechnen, damit die Kanalhöhe zu ermitteln, und die Form dann so zu gestalten, daß diese Höhe gleichmäßig bis auf Null nach dem Radumfange zu abnimmt.

b) Anordnungen der Kreiselpumpen.

1. Niederdruck-Kreiselpumpen.

Fig. 521 zeigt die Bauart der von Bopp & Reuther in Mannheim ausgeführten Kreiselpumpen mit Riemenantrieb. Das seitlich geschlossene Rad hat nach außen zu abnehmende Breite und sechs schwach gekrümmte Schaufeln. Das mit einem aufgeschraubten Deckel versehene Gehäuse ist mit wagerecht gerichtetem Saugstutzen und nach oben gerichtetem Druckstutzen versehen. Die Welle wird durch zwei innere und zwei äußere Lager gestützt; zwischen den letzteren, die als Ringschmierlager ausgebildet sind, ist die Riemenscheibe aufgekeilt. Die ganze Pumpe ist auf einer gußeisernen Grundplatte befestigt.

Einige Hauptabmessungen, sowie die Leistungen und Umdrehungszahlen dieser Pumpen bei verschiedenen Förderhöhen sind in der nachstehenden Tabelle enthalten.

Lichte Weite des Saug- und Druckrohres	Durchmesser der Riemenscheibe	Breite der Riemenscheibe	Fördermenge in	Minutliche Umdrehungszahl bei einer Förderhöhe von (ausschließlich der Widerstände in den Leitungen)			
mm	mm	mm	cbm/std	2,5 m	5 m	10 m	15 m
40	100	65	9,0	740	940	1370	1550
50	110	80	14,5	620	800	1080	1310
65	130	90	24,0	540	700	940	1130
80	150	100	36,0	450	590	785	950
100	200	120	57,0	390	500	680	820
125	250	150	90,0	350	430	580	700
150	300	180	144	350	465	560	650
175	325	200	180	325	420	500	580
200	350	220	240	300	380	450	520
300	450	400	509	220	280	350	500
400	700	500	1020	160	220	300	400

Bei der Fig. 522 ersichtlichen, mit einem Elektromotor auf gemeinsamer Grundplatte befestigten Kreiselpumpe der Firma Gustav Bölte in Oschersleben für Wassermengen bis 180 cbm/Std und Förderhöhen bis etwa 20 m ist das kräftig ausgebildete Spiralgehäuse in

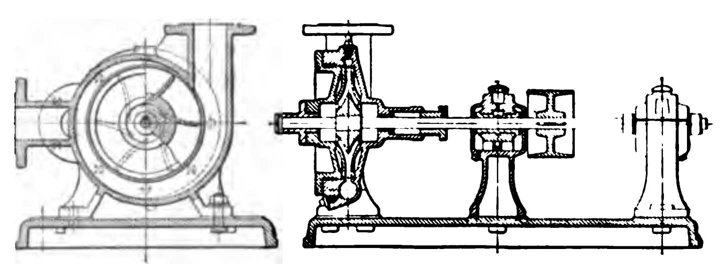
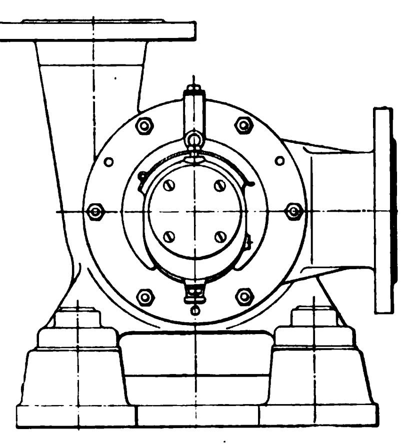


Fig. 521.

gleicher Weise wie bei der vorbesprochenen Pumpe mit einem wagerecht gerichteten Saugstutzen und einem nach oben gerichteten Druckstutzen versehen, die beide mit konischen Übergängen an das Gehäuse anschließen. Die mit dem letzteren verschraubten Deckel haben selbsttätig dichtende Stopfbüchsen, durch welche die in angegossenen Ringschmierlagern der Deckel geführte Welle hindurchtritt. Die Spaltabdichtung des aus Bronze hergestellten Schaufelrades erfolgt durch auswechselbar in den Deckeln befestigte bronzene Dichtungsringe.

Bei Riemenantrieb erhalten diese Pumpen eine fliegend auf der Antriebswelle befestigte Riemenscheibe; für größere Leistungen wird letztere noch durch ein besonderes Außenlager mit Ringschmierung gestützt.



Für Wassermengen über 180 cbm/Std und Förderhöhen bis etwa 25 m empfiehlt genannte Firma die in Fig. 523 mit Riemenantrieb dargestellte Kreiselpumpe. Es sind hier die Gehäusedeckel mit Einlaufkrümmern *m* und *n* versehen und letztere auf Flanschen des mit der Grundplatte zusammengegossenen Saugstutzens *s* befestigt. Die Spaltabdichtung am inneren Umfange des gußeisernen Schaufelrades erfolgt durch auswechselbare bronzene Dichtungsringe. Um einer einseitigen Abnutzung dieser Dichtungsringe vorzubeugen,

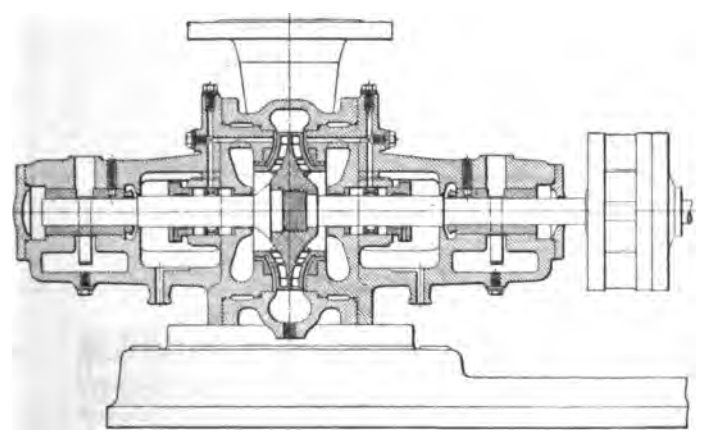


Fig. 522.

ist die Abdichtung in den Einlaufdeckeln ebenfalls herausnehmbar und beweglich augeordnet.

Über die Abmessungen, Leistungen und den Kraftbedarf der von Gebr. Sulzer in Winterthur gebauten Niederdruck-Kreiselpumpen geben die in den nachstehenden Tabellen enthaltenen Werte Aufschluß.

Es bezeichnet in diesen Tabellen

Q die zu hebende Wassermenge in cbm/sek,
H die manometrische Förderhöhe in m,
H_w die den Reibungswiderständen entsprechende Flüssigkeitshöhe in m,
n die minutliche Umdrehungszahl,
N den Kraftbedarf in PS,
D den Durchmesser des Schaufelrades in mm,
d den Durchmesser der fliegend angeordneten Antriebscheibe in mm,
d_1 den Durchmesser der Saug- und Druckleitung in mm.

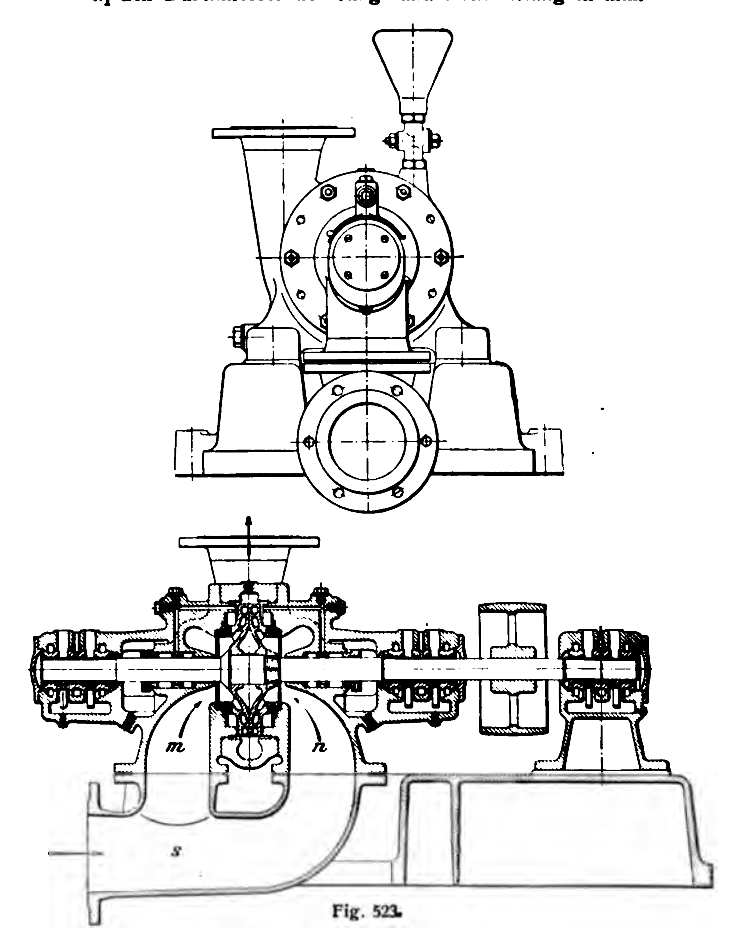


Fig. 523.

Niederdruck-Kreiselpumpen von Gebr. Sulzer in Winterthur.

n	Nr. I. $D=150$, $d=120$, $d_1=80$			Nr. II. $D=210$, $d=170$, $d_1=100$			Nr. III. $D=270$, $d=220$, $d_1=125$			Nr. IV. $D=330$, $d=270$, $d_1=150$			n
	$H+H_w$	Q	N	$H+H_w$	Q	N	$H+H_w$	Q	N	$H+H_w$	Q	N	
2700	20	0,010	5	·	·	·	·	·	·	·	·	·	2700
2000	10,5	0,010	2,5	21	0,018	9	·	·	·	·	·	·	2000
1500	6	0,008	1,25	11,5	0,016	4,6	18	0,027	11,5	·	·	·	1500
1300	·	·	·	8	0,014	2,75	13,5	0,023	7,5	21	0,040	21,5	1300
1000	·	·	·	4,5	0,012	1,5	7	0,021	3,5	13	0,035	11	1000
800	·	·	·	·	·	·	4,5	0,018	2	8	0,030	6	800
700	·	·	·	·	·	·	·	·	·	6	0,025	3,5	700

n	Nr. V. $D=450$, $d=450$, $d_1=225$			Nr. VI. $D=620$, $d=600$, $d_1=300$			Nr. VII. $D=800$, $d=1000$, $d_1=400$			n
	$H+H_w$	Q	N	$H+H_w$	Q	N	$H+H_w$	Q	N	
850	18	0,086	38,5	·	·	·	·	·	·	850
700	12	0,076	23	21	0,140	69	·	·	·	700
600	9	0,066	15,5	15	0,125	45	·	·	·	600
500	6,5	0,056	9	10	0,110	27	20	0,240	115	500
400	4	0,046	4,5	6	0,095	14	12	0,200	58	400
300	·	·	·	3	0,080	6	6	0,180	26	300

n	Nr. VIII. $D=1000$, $d_1=\frac{550}{2\times400}$ [1]			n	Nr. IX. $D=1350$, $d_1=\frac{800}{2\times550}$ [1]		
	$H+H_w$	Q	N		$H+H_w$	Q	N
420	20	0,430	210	300	19	0,850	370
360	15	0,370	130	240	11	0,730	192
300	10	0,310	76	210	8	0,650	114
240	6	0,280	41	170	6	0,530	70

[1] Zwei Saugöffnungen.

Die in den Tabellen angegebenen Wassermengen und Förderhöhen zeigen mittlere Leistungen der betreffenden Pumpengrößen. Durch Änderung der Umdrehungszahlen können sowohl die Wassermengen wie die Förderhöhen nach oben und unten geändert werden, bei entsprechender Erhöhung oder Verminderung des erforderlichen Kraftbedarfes.

Die Förderungen entsprechen einer Geschwindigkeit des Wassers von ungefähr 1,8 m/sek in den Leitungsröhren, sofern die letzteren gleiche lichte Weite haben wie die Mündungen der Pumpe, was gewöhnlich der Fall ist. Bei langen Leitungen empfiehlt es sich, zur Verminderung des Reibungswiderstandes, die lichte Weite derselben zu vergrößern.

2. Turbinenpumpen[1]).

Diese Pumpen erfordern — gegenüber den Kolbenpumpen — zufolge ihrer gedrängten Bauart nur einen geringen Aufstellungsraum und gestatten, da sie mit hohen Umdrehungszahlen laufen, verhältnismäßig kleine Abmessungen der zu ihrem unmittelbaren Antrieb er-

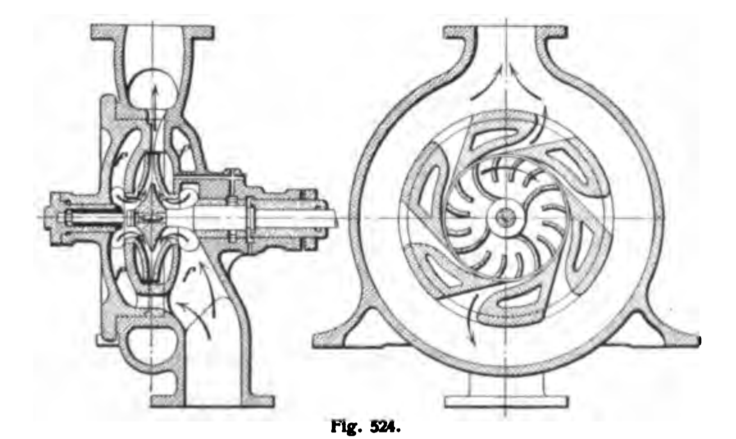


Fig. 524.

forderlichen Dampfturbinen oder Elektromotoren. Hierzu kommen als weitere Vorteile: geringer Schmierölverbrauch, kleine Fundamente, geringe Wartung u. dergl. Diese Eigenschaften haben das Verwendungsgebiet der Turbinenpumpen, da auch ihr Nutzeffekt nicht wesentlich hinter demjenigen guter Kolbenpumpen zurückbleibt, stetig erweitert.

[1]) Die erste Turbinenpumpe (Hochdruck-Centrifugalpumpe) wurde im Jahre 1896 auf der Schweizerischen Nationalausstellung in Genf vorgeführt (vergl. Z. d. V. d. I. 1905, S. 826).

Bei den von Gebr. Sulzer gebauten Turbinenpumpen sind die Laufräder zur Erhöhung des Nutzeffektes mit besonderen Leiträdern umgeben. Für sehr hohe Pressungen erhalten solche Pumpen mehrere nebeneinander auf gemeinschaftlicher Welle sitzende Laufräder. Die Flüssigkeit wird im ersten Laufrade auf die der Umlaufzahl entsprechende Pressung gebracht, tritt dann in das zweite Laufrad ein und verläßt dessen Leitrad mit der doppelten Pressung; vom zweiten Rade geht sie in gleicher Weise durch die folgenden Lauf- und Leiträder, so daß die Endpressung oder Gesamtförderhöhe das $n$fache der Förderhöhe des einfachen Laufrades wird, wenn n die Zahl der Laufräder bedeutet.

Fig. 524 zeigt eine sog. einstufige Turbinenpumpe von Gebr. Sulzer mit nur einem einzigen Laufrade, das mit vorwärts gekrümmten Schaufeln versehen und von einem im Deckel befestigten Leitrade umgeben ist. Sowohl im Deckel wie im Gehäuse befinden sich konzentrische Saugräume f, welche durch Öffnungen im Leitrade miteinander in Verbindung stehen, um symmetrischen Eintritt der Flüssigkeit in die Laufradflügel zu ermöglichen. Das Leitrad hat spiralförmig erweiterte Kanäle, die den Austritt der Flüssigkeit aus dem Laufrade in den konzentrischen Druckraum des Gehäuses ge-

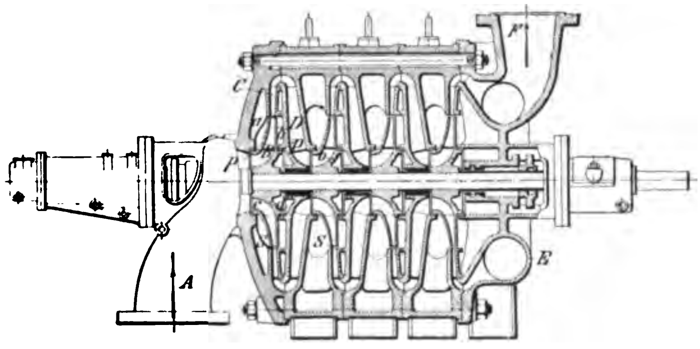


Fig. 525.

statten. Diese Leitkanäle sind auf der dem Deckel zugekehrten Seite offen, so daß ihr seitlicher Abschluß durch den letzteren selbst erfolgt. Die innere Wand des rohrförmigen Druckraumes des Pumpengehäuses ist an den Stellen der Leitkanäle durchbrochen, um dem Wasser freien Durchgang zu gestatten. Die Welle ruht auf der Pumpendeckelseite in einem geschlossenen, auf der Antriebseite in einem offenen Lager, welches letztere durch Wasserabschluß gegen Lufteintritt geschützt ist.

Bei der in Fig. 525 dargestellten vierstufigen Turbinenpumpe der Firma C. H. Jäger & Co. in Leipzig-Plagwitz tritt die Flüssigkeit durch das Saugrohr A in das erste Schaufelrad B ein, wird hier beschleunigt und im Leitrade C auf höheren Druck gebracht,

worauf sie durch den Kanal D in das nächste Schaufelrad gelangt. Der Vorgang wiederholt sich hier, wie auch in den folgenden Schaufelrädern, bis schließlich die Flüssigkeit aus dem Kanal E der Pumpe in den Druckstutzen F derselben gelangt. Da jedes Leitrad mit zugehörigem Laufrad von einem Gehäuseteil umschlossen wird, kann durch Ein- oder Ausschaltung einzelner Stufen die Förderhöhe beliebig geändert werden. Zur Entlastung der im Gegensatz zu der Sulzerschen Turbinenpumpe mit rückwärts gebogenen Schaufeln ausgeführten Laufräder vom Seitendruck sind zu beiden Seiten jedes Rades am Gehäuse Dichtungsringe $p\,p$ angebracht, die gegen entsprechende Ringflächen an der Radnabe abdichten. Durch den Spalt S am Umfange des Rades wird nun der Druck des Wassers in den Räumen a und b gleichmäßig verteilt; ebenso wird in den innerhalb dieser Dichtungsringe gelegenen Räumen c und d gleicher Druck infolge der Durchbohrungen o in der Radnabe hergestellt. Es ist somit jedes Rad für sich nahezu vollständig entlastet. Der noch vorhandene geringe Strömungsdruck auf die Laufräder wird durch ein reichlich bemessenes Kammlager aufgenommen; derselbe könnte durch Dichtungsringe von verschiedenem Durchmesser vollständig in Wegfall gebracht werden. Die Leiträder C mit nach außen spiralförmig erweiterten Kanälen — ähnlich wie in Fig. 524 — sind auf einer Seite offen; um sie aus einem möglichst zähen Material herstellen zu können, werden sie in die Gehäuseteile besonders eingesetzt.

Versuche, die an einer Jäger-Turbinenpumpe für eine Wassermenge von 60 cbm/Std auf 80 m manometrische Förderhöhe mit 1500 Uml/Min angestellt wurden, ergaben nach Angabe der Erbauerin einen Wirkungsgrad von etwa 0,77 [1]).

III. Gebläse und Kompressoren.

A. Gebläse [2]).

a) Schleudergebläse (Centrifugal-Ventilatoren).

Bezeichnet in Fig. 526 für den Punkt A am inneren Flügelrade

u_e die Radgeschwindigkeit in m/sek,
c_e die absolute Eintrittgeschwindigkeit der Luft in das Rad in m/sek,
w_e die relative Eintrittgeschwindigkeit der Luft in das Rad in m/sek,

1) Über „Neuere Turbinenpumpen" s. Z. d. V. d. I. 1905, S. 1181.
2) Vergl. J. v. Hauer: „Die Wettermaschinen", 2. Auflage, Leipzig 1889.

für den Punkt B am **äußeren** Flügelrade

u_a die Radgeschwindigkeit in m/sek,

c_a die absolute Austrittgeschwindigkeit der Luft aus dem Rade in m/sek,

w_a die relative Austrittgeschwindigkeit der Luft aus dem Rade in m/sek,

ferner

r_e und r_a den inneren und äußeren Halbmesser des Flügelrades in m,

b_e und b_a die innere und äußere Rad- bezw. Schaufelbreite in m,

h den zu erzeugenden Pressungsunterschied in mm W.-S., also in kg/qm, gleichviel ob Überdruck oder Unterdruck erzeugt wird,

v das spezifische Volumen mittelfeuchter Luft in cbm/kg (für Luft mittlerer Dichtigkeit $v =$ 0,8 cbm/kg),

γ das Gewicht der geförderten Luft in kg/cbm,

g die Beschleunigung durch die Schwere $= 9{,}81$ m/sek²,

so ist die **Umfangsgeschwindigkeit** des Flügelrades

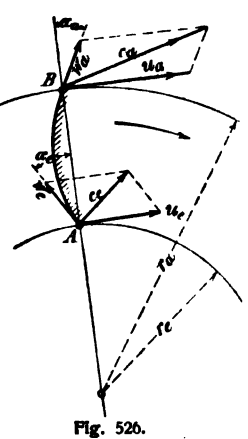


Fig. 526.

$$u_a = f\sqrt{g\,h\,v} = 2{,}8\,f\sqrt{h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{81}$$

Der Koeffizient f ist bei **größeren** Ventilatoren guter Ausführung $= 1{,}2$ bis $1{,}4$, bei **kleineren** Ventilatoren $= 1{,}4$ bis $1{,}7$ zu nehmen.

Diese Formel reicht aus, wenn der Winkel α_a (Fig. 526), den das letzte Flügelteilchen mit dem Halbmesser bildet, nur klein ist. Ist der Winkel α_a bedeutend — nach den vorliegenden Erfahrungen soll α_a nicht größer als 60° gewählt werden, gewöhnlich $\alpha_a = 45°$ —, so empfiehlt sich die Benutzung folgender Formel:

$$u_a = f\left[\frac{r_e}{r_a}\,\frac{b_e}{b_a}\,c_e\,\frac{\operatorname{tg}\alpha_a}{2} + \sqrt{\left(\frac{r_e}{r_a}\,\frac{b_e}{b_a}\,c_e \operatorname{tg}\frac{\alpha_a}{2}\right)^2 + g\,h\,v}\,\right],$$

oder für **mittlere Verhältnisse**

$$u_a = f\left[4\operatorname{tg}\alpha_a + \sqrt{(4\operatorname{tg}\alpha_a)^2 + 7{,}85\,h}\right].$$

α_a ist hierin für rückwärts gekrümmte Schaufeln positiv, dagegen für vorwärts gekrümmte Schaufeln negativ einzusetzen. Für radial auslaufende Schaufeln ist $\alpha_a = 0$, und es geht dann der vorstehende Ausdruck für v_a in Gl. 81 über.

Die Geschwindigkeit c_0, mit der die Luft in das Gehäuse tritt, wird in der Regel $= 8$ bis 10 m/sek gesetzt.

Bezeichnet Q die zu liefernde **Windmenge** in cbm/sek, so ergibt sich der **Halbmesser** r_s der **Saugöffnung** aus

$Q = r_s^2\,\pi\,c_0$ bei einseitigem Luftzutritte (**saugende** Ventilatoren),

$0{,}5\,Q = r_s^2\,\pi\,c_0$ „ zweiseitigem „ (**blasende** „).

Der äußere und innere Halbmesser des Flügelrades kann

$$r_a = 2\,r_s \text{ bis } 3\,r_s \text{ bezw. } r_e = r_s \text{ bis } 1{,}5\,r_s$$

genommen werden; damit ergibt sich die minutliche Umdrehungszahl

$$n = \frac{30\,v_a}{r_a\,\pi} = 9{,}55\,\frac{v_a}{r_a}.$$

Ist die Umdrehungszahl gegeben, so folgt für den äußeren Halbmesser des Flügelrades

$$r_a = \frac{30\,v_a}{\pi\,n}.$$

Die Schaufelbreite läßt man bei Ventilatoren für große Pressungen zweckmäßig nach außen abnehmen und nimmt vielfach

$$b_a = b_e\,\frac{r_e}{r_a}.$$

Absatzweise wirkende Ventilatoren werden dagegen immer mit unveränderlicher Schaufelbreite ausgeführt; diese ist dabei zu wählen

$$b = b_a = b_e = 0{,}5\,r_a \text{ bis } 0{,}66\,r_a,$$

und die Weite der Schützenöffnung

$$s = \frac{2\,Q}{b\,v_2\,i},$$

worin i die Zahl der Öffnungen bezeichnet. In der Regel ist $i = 1$.

Die Schaufelzahl soll nach Rittinger $z = 30\,r_a$ betragen; diese Formel gibt jedoch für große Ventilatoren eine zu große Schaufelzahl. Häufig führt man nur die Hälfte der Schaufeln ganz aus, während die andere Hälfte aus kurzen Schaufelstücken besteht.

Absatzweise wirkende Ventilatoren erhalten je etwa 8—15 Schaufeln.

Eine bestimmte Schaufelform läßt sich als die zweckmäßigste nicht bezeichnen. Es kommen Schaufeln mit geraden und mit gekrümmten Flügeln in Anwendung; letztere sind nur am inneren Umfange gekrümmt, sonst radial, oder nach rückwärts oder nach vorwärts gekrümmt oder aber aus zwei oder mehreren, verschieden gekrümmten Bogen zusammengesetzt.

Damit die Luft stoßfrei in das Rad eintreten kann, muß

$$\operatorname{tg} \alpha_e = 0{,}104\,\frac{n\,r_e}{c_e}$$

sein, worin α_e den Winkel bezeichnet, den das innerste Schaufelteilchen mit dem Halbmesser bildet. Es kann α_e zwischen 30^0 und 60^0 gewählt werden.

Die erforderliche Betriebsarbeit in PS beträgt

$$N = \frac{Q\,h}{75\,\eta}.$$

Der Wirkungsgrad η schwankt bei großen Ventilatoren zwischen 0,4 und 0,7; für kleinere Ventilatoren kann $\eta = 0{,}3$ bis 0,5 angenommen werden.

Die Flügelräder sind zumeist von einem Gehäuse umgeben, welches entweder die ersteren dicht umschließt oder mit einem ringförmigen, sich erweiternden Raume, dem Verteiler oder Diffusor, versehen ist, in dem die Geschwindigkeit der Luft nach der Ausflußöffnung hin allmählich abnimmt und dementsprechend der Pressungsunterschied h d. h. der Über- oder Unterdruck bei blasenden bezw. saugenden Ventilatoren erhöht wird.

Mit Rücksicht auf die erzeugte Spannung der Luft werden die Schleudergebläse eingeteilt in gewöhnliche oder Niederdruck- und in Hochdruck-Schleudergebläse.

Aus der folgenden Tabelle sind Abmessungen, Gewichte u. s. w. der von G. Schiele & Co. in Bockenheim gebauten Hochdruck-Schleudergebläse zu entnehmen.

Flügelrad-Durchmesser D mm	Zum Schmieden bei Windpressungen von 120 bis 160 mm W.-S.			Zum Schmelzen in Kupolöfen bei Windpressungen von 280 bis 320 mm W.-S.			Riemenscheiben		Durchmesser der Ausblaseöffnung mm	Gewicht kg
	Anzahl der Feuer mit 30 mm Düse	n_{max}	Betriebsleistung PS	Schmelzleistung t/st	n_{max}	Betriebsarbeit PS	Durchmesser mm	Breite mm		
300	1 bis 3	3500	0,25	.	.	.	70	50	90	60
350	3 „ 6	3350	0,75	0,50 bis 0,75	4750	1,8	80	60	105	75
400	6 „ 10	3050	1,35	0,75 „ 1,25	4000	2,9	100	70	120	115
475	10 „ 15	2350	2,20	1,25 „ 2,00	3250	4,5	120	80	150	170
600	15 „ 20	1800	3,20	2,00 „ 3,00	2500	6,5	150	90	200	320
675	20 „ 25	1600	3,50	3,00 „ 3,25	2250	7,0	150	100	225	400
750	25 „ 35	1450	4,25	3,25 „ 4,00	2000	8,5	200	100	250	500
850	35 „ 45	1300	5,25	4,00 „ 5,00	1775	10,0	225	125	290	625
950	45 „ 55	1100	6,50	5,00 „ 6,75	1550	12,0	250	150	320	800
1075	55 „ 80	975	7,75	6,75 „ 8,00	1375	13,5	275	160	370	1100
1200	80 „ 100	850	9,00	8,00 „ 10,00	1200	15,5	300	180	400	1600
1350	100 „ 120	775	10,50	10,00 „ 12,25	1015	17,5	325	200	460	1850
1500	120 „ 150	675	12,00	12,25 „ 17,50	950	20,0	350	200	500	2200

Die weiteren Tabellen enthalten Angaben über die von Gebr. Sulzer in Winterthur gebauten Schleudergebläse.

Es bezeichnet

D den Flügelrad-Durchmesser in mm,
d den Durchmesser der Antrieb-Riemenscheibe in mm,
d_1 „ „ „ Mündung in mm,
h die Luftpressung in mm W.-S.,
Q „ Luftmenge in cbm/sek,
N „ Betriebsleistung in PS,
n „ minutliche Umdrehungszahl.

Gewöhnliche Schleudergebläse.

n	$D = 600$, $d = 180$			$D = 750$, $d = 220$			$D = 900$, $d = 260$			$D = 1050$, $d = 290$			$D = 1200$, $d = 320$			n
	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	
1400	72	2,3	4,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	1400
1200	38	2,0	2,5	92	3,0	6,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	1200
1000	32	1,5	1,75	65	2,4	4,0	75	5	9	.	.	.	.	.	.	1000
900	30	1,3	1,5	56	2,0	3,0	60	4,5	7	84	7,1	13,5	114	10	25	900
800	.	.	.	48	1,6	2,5	48	4	5	63	6,5	10	96	8,8	18,5	800
700	.	.	.	37	1,4	2	37	3,5	3,5	54	5,3	7	75	7,6	12,5	700
600	.	.	.	.	.	.	27	3	2,5	37	4,7	4,5	56	6,4	8,5	600
500	.	.	.	.	.	.	.	.	.	31	3,5	3	37	5,6	5,0	500
400	.	.	.	.	.	.	.	.	.	29	2	2	27	4	3	400

Hochdruck-Schleudergebläse.

n	$D = 350$, $d = 60$, $d_1 = 75$			$D = 450$, $d = 100$, $d_1 = 105$			$D = 600$, $d = 150$, $d_1 = 175$			n
	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	
3000	77	0,2	0,45	185	0,4	2,00	.	.	.	3000
2400	57	0,15	0,25	131	0,3	1,00	193	0,8	4,0	2400
2000	52	0,10	0,15	109	0,2	0,55	123	0,7	2,3	2000
1700	.	.	.	70	0,2	0,35	87	0,6	1,35	1700
1400	.	.	.	.	.	.	58	0,5	0,80	1400

n	$D = 750$, $d = 190$, $d_1 = 225$			$D = 900$, $d = 250$, $d_1 = 285$			$D = 1050$, $d = 270$, $d_1 = 345$,			$D = 1200$, $d = 350$, $d_1 = 390$			$D = 1350$, $d = 400$, $d_1 = 2 \times 360$			n
	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	
2200	254	1,4	9	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	2200
2000	230	1,2	6,75	345	2	17,0	.	.	.	.	.	.	.	.	.	2000
1700	170	1,00	4,00	230	1,8	10,0	350	2,6	21,0	.	.	.	.	.	.	1700
1550	163	0,80	3,00	200	1,6	8,0	287	2,4	16,0	460	2,8	30	644	3,5	50	1550
1200	101	0,60	1,50	85	1,4	3,25	129	2,2	7,5	307	2,5	18	357	3,0	25	1200
1100	.	.	.	.	.	.	.	.	.	200	2,3	11	353	2,7	19	1100
1000	.	.	.	.	.	.	.	.	.	175	2,0	8,5	253	2,4	15	1000

b) Schraubenradgebläse (Schraubenventilatoren).

Die Schraubenradgebläse sind zur Förderung größerer Luftmengen bei nur geringer Pressung derselben geeignet und finden

hauptsächlich zu Lüftungszwecken für Gebäude u. s. w. Verwendung, wobei dieselben je nach der Umdrehungsrichtung des Flügelrades entweder saugend oder blasend wirken können.

Die an schräg gestellten Armen einer mit der Treibwelle verbundenen Nabe oder dergl. befestigten Flügel sind entweder gerade oder nach Art der Schiffsschraube gekrümmt.

Der äußere Durchmesser des Flügelrades ergibt sich aus

$$D = 1{,}3 \sqrt{\frac{Q}{c_0}},$$

worin Q die geförderte Luftmenge in cbm/sek, c_0 die Eintrittgeschwindigkeit der Luft ($c_0 = 8$ bis 10 m/sek) bedeutet.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Flügelrades beträgt

$$v_a = 2{,}8\, f \sqrt{h},$$

worin für gerade Schaufeln $f = 2{,}8$ bis 3,5,
„ gekrümmte „ $f = 2{,}2$ „ 2,9

zu setzen ist.

Der Wirkungsgrad schwankt zwischen 0,2 und 0,3.

Schraubenradgebläse
von G. Schiele & Co. in Bockenheim bei Frankfurt a. M.[1])
Windpressungen $h = 2$ bis 6 mm W.-S.

D	n	60 Q	N	Riemenscheiben		Gewicht annähernd
				Durchmesser	Breite	
mm		cbm/min	in PS	in mm		in kg
200	1750—2500	10—12	0,02—0,05	60	50	12
250	1400—2300	15—25	0,03—0,11	60	50	20
300	1150—2000	23—40	0,06—0,2	80	60	27
400	870—1500	35—65	0,1—0,3	100	60	40
500	700—1200	60—105	0,2—0,5	125	60	80
650	520—900	110—190	0,3—0,9	160	80	130
800	460—800	160—280	0,5—1,5	200	100	190
1000	350—600	260—450	0,7—2,2	250	125	300
1200	290—500	372—650	0,9—3	300	121	425
1500	230—400	570—1000	1,2—4	400	150	770
1750	200—350	800—1400	1,6—5,5	500	150	985
2000	175—300	1000—1800	2—7	550	150	1200
2250	150—260	1800—2325	3—9,1	650	150	1550
2500	135—230	1600—2850	3,5—11,5	700	160	1940
3000	115—200	2300—4150	5—17	850	200	2730

Der Steigungswinkel der Schraube der Schieleschen Gebläse beträgt 35 Grad. Die hier geraden Flügel sind nach dem äußeren Umfange hin verbreitert und füllen das Gehäuse vollkommen aus.

[1]) Im wesentlichen ebenso wie das Schielesche Schraubenradgebläse sind die Ventilatoren von Beck & Henckel in Cassel, J. C. Kämpf in Frankfurt a. M. und anderer Firmen ausgeführt.

Schraubenradgebläse
von Gebr. Sulzer in Winterthur.

D = Flügelrad-Durchmesser in mm, d = Durchmesser der Riemenscheibe in mm, Q = Luftmenge in cbm/sek.

n	$D = 300$, $d = 60$			$D = 400$, $d = 80$			$D = 600$, $d = 120$			$D = 800$, $d = 160$			n
	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	
2500	8	0,46	0,60	20	0,64	2,0	·	·	·	·	·	·	2500
2200	6	0,44	0,40	15	0,61	1,5	·	·	·	·	·	·	2200
1800	4	0,39	0,20	10	0,54	0,75	·	·	·	·	·	·	1800
1600	·	·	·	5	0,72	0,50	25	1,50	3,50	·	·	·	1600
1400	·	·	·	·	·	·	20	1,20	2,5	·	·	·	1400
1200	·	·	·	·	·	·	15	1,00	1,5	25	2,8	6,5	1200
1000	·	·	·	·	·	·	10	1	1	20	2,15	4	1000
800	·	·	·	·	·	·	·	·	·	15	1,55	2	800
700	·	·	·	·	·	·	·	·	·	10	1,65	1,5	700
600	·	·	·	·	·	·	·	·	·	5	2,00	1,0	600

n	$D = 1000$, $d = 200$			$D = 1200$, $d = 240$			$D = 1500$, $d = 300$			$D = 2000$, $d = 400$			n
	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	
600	25	5,3	6,75	25	9,5	13,5	25	9	16	·	·	·	600
500	20	4,8	4,5	20	8,5	10	10	7,0	9,5	·	·	·	500
400	15	4,3	3	15	8,0	6,5	15	5,5	5	20	11,5	21	400
300	10	4,0	2	10	7,5	4	10	3,5	2,5	15	6,5	10,5	300
200	5	4,0	1	5	8	2,5	5	2,5	0,75	10	2	4	200
150	·	·	·	·	·	·	·	·	·	5	2,5	2	150

c) Kapselgebläse.

Die Kapselgebläse finden zur Beschaffung der Verbrennungsluft für Schmiedefeuer, Schmelz- und Kupolöfen sowie zur Grubenlüftung Anwendung.

Als wichtigster Vertreter dieser Art von Gebläsen ist dasjenige von Root (Roots-Blower) zu bezeichnen. Dasselbe besteht in seiner einfachsten Form aus zwei in einem Gehäuse eingeschlossenen eisernen Flügel der in Fig. 527 ersichtlichen Gestalt mit Liniendichtung; dieselben sind auf zwei neben- oder übereinanderliegenden Wellen befestigt, die sich in entgegengesetzter Richtung drehen, was durch gleich große, außerhalb des Gehäuses liegende Zahnräder bewirkt wird.

Um eine einfache Form für die Flügel zu erhalten, nimmt man die große Achse $a\,a_1$ (Fig. 527) derselben 7 mal so groß als die kleine Achse $b\,b_1$, zieht durch den Schnittpunkt o beider Achsen, unter 45° geneigt, die Linien $c_1 c_3$ und $c_2 c_4$ und macht $o\,c_1 = o\,c_2 = o\,c_3 = o\,c_4 = \frac{o\,a + o\,b}{2}$.

Man erhält dann in a, a_1, b, b_1, c_1, c_2, c_3 und c_4 Punkte der äußeren Flügelform, die in der in Fig. 527 ersichtlichen Weise zu verbinden sind.

Gestattet die Größe des Gebläses das Achsenverhältnis 1 : 7 nicht, so sind nur die konkaven Bogen nach obiger Regel aufzuzeichnen, während die konvexen Bogen durch Abwälzen beider Flügel mit gleicher Winkelgeschwindigkeit erhalten werden. Zum Zwecke besserer Abdichtung, leichterer Bearbeitung der Flügeloberfläche und zur Verringerung des Geräusches werden die Flügel zuweilen mit einer Holzbekleidung versehen.

Die geförderte Windmenge ist annähernd

$$Q = \lambda \frac{n\,b}{30} (0{,}785\, D^2 - f) \text{ cbm/sek},$$

Fig. 527.

wenn n die Anzahl der minutlichen Umdrehungen, D den größten Durchmesser und b die Breite (achsiale) der Flügel in m, ferner f den Querschnitt derselben in qm und λ den Lieferungsgrad des Gebläses bezeichnet; letzterer ist der Umlaufzahl des Gebläses direkt, der Luftpressung umgekehrt proportional.

Wird die Luftpressung h in m Wassersäule ausgedrückt, so kann nach den von Hartig vor etwa 35 Jahren an Root-Gebläsen mit

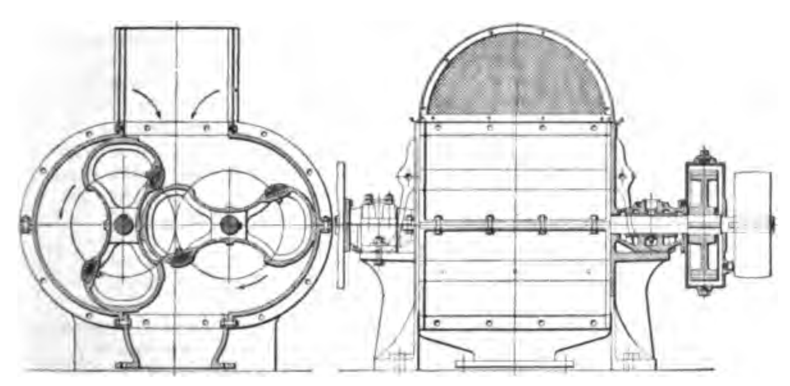


Fig. 528.

Luftpressungen von 38 bis 820 mm W.-S. und mit 275 bis 192 Uml/min angestellten Versuchen

$$\lambda = 0{,}00288\, n - 0{,}646\, h^2$$

genommen werden.

Bei neueren Root-Gebläsen, wie sie z. B. von Mohr & Federhaff in Mannheim für Luftpressungen von 300 bis 400 mm W.-S. und 300 bis 250 Uml/min gebaut werden, schwankt λ zwischen 0,57 und 0,70 und beträgt im Mittel 0,62.

Der Wirkungsgrad der mit Liniendichtung arbeitenden Gebläse kann (nach Ledebur) für Pressungen bis zu 400 mm W.-S. im Mittel

$$\eta = 0,45$$

gesetzt werden.

Höhere Drücke erzielt man durch Kapselgebläse mit Flächendichtung; bei diesen ergeben sich auch für den Lieferungs- und Wirkungsgrad erheblich höhere Werte als bei den nur mit Liniendichtung arbeitenden Gebläsen.

Ein hierher gehöriges sog. Präzisions-Gebläse der Ärzener Maschinenfabrik A. Meyer in Ärzen (Hannover) für Luftpressungen bis 3000 mm W.-S. zeigt Fig. 528.

In dem aus zwei ausgebohrten Cylinderhälften und gehobelten, in wagerechter Richtung geteilten Seitenplatten bestehenden Gehäuse bewegen sich auf nebeneinander liegenden, in entgegengesetzter Richtung umlaufenden Wellen befestigte Flügel derart, daß die Luft durch den auf dem Gehäuse angebrachten, mit feinem Drahtgitter zum Abhalten des Staubes versehenen Kasten angesaugt und durch ein unteres Mundstück in die anschließende Leitung gedrückt wird. Zufolge dieser Luftbewegung kommt die Eigengewichtswirkung der Flügel, die von der Preßluft gewissermaßen getragen werden, in Fortfall, und es werden die zur Führung der Wellen dienenden Ringschmierlager nahezu entlastet. Die als Hohlgußkörper ausgebildeten Flügel legen sich mit genau abgedrehten breiten Dichtungsflächen gegen die Gehäusewandung; ihre gegenseitige Abdichtung erfolgt durch angeschraubte Stahlleisten mit elastischer Filzunterlage. Zum Antrieb der Flügelwellen dient ein offener und ein geschränkter Riemen, sowie gefräste, in mit Ölwasser angefüllten Kästen laufende Zahnräder. Zuweilen werden die Gebläse nur mit einer Antriebscheibe und in diesem Falle noch mit einem besonderen Außenlager zwischen dieser und den Rädern versehen. Bei den zum Weiterbefördern von Gasen dienenden Gebläsen werden die Flügelwellen nach außen durch Stopfbüchsen abgedichtet.

Root-Gebläse
von der Ärzener Maschinenfabrik A. Meyer in Ärzen.

Bezeichnung der Gebläse	Zum Schmelzen von Eisen			Für Schmiedefeuer	Windmenge	Durchmesser der Ausblaseöffnung	Abmessungen der Riemenscheibe		Gewicht
	n	Schmelzleistung t/std	Innere Weite der Kupolöfen m	Anzahl der Feuer mit 30 mm Düse	cbm/min	mm	Durchmesser mm	Breite mm	kg
1	400	1,8	0,35 bis 0,6	16	30	160	250	100	575
2	400	2,7	0,6 „ 0,75	24	44	200	300	110	860
3	350	4,0	0,75 „ 0,9	35	62	250	360	125	1260
4	325	7,0	0,9 „ 1,2	50	92	300	405	150	1800
5	300	9,0	1,2 „ 1,5	73	132	350	530	180	2260
6a	220	14,0	1,5 „ 1,8	116	210	450	600	200	4100

Die vorstehende Tabelle gibt Maße und Gewichte der Fig. 528 ersichtlichen Präzisions-Gebläse mit zwei Antriebscheiben.

Die Ergebnisse von Versuchen, die mit einem Root-Gebläse Nr. 1 der Ärzener Maschinenfabrik im Maschinenlaboratorium der technischen Hochschule in Charlottenburg angestellt wurden, sind aus der folgenden Tabelle zu entnehmen.

Versuchsergebnisse

eines Root-Gebläses, Bauart „Ärzen-Meyer".

Luftpressung in mm W.-S.	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
Betriebsarbeit einschließlich Vorgelege PS_i	3,5	4,4	4,92	5,33	5,97	6,54	7,41	8,03	8,62
Gelieferte Luftmenge cbm/min	31,68	31,38	31,50	31,20	30,60	30,66	30,18	30,18	29,52
Lieferungsgrad	0,964	0,953	0,953	0,930	0,910	0,904	0,888	0,888	0,861
Minutl. Umlaufzahl	403	403	403	403	405	405	406	407	406
Nutzleistung in geförderter Luft PS_n	2,615	3,24	3,90	4,41	4,93	5,55	5,98	6,58	7,03
Mechanischer Wirkungsgrad	0,748	0,737	0,793	0,828	0,825	0,853	0,810	0,820	0,815

Luftpressung in mm W.-S.	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Betriebsarbeit einschließlich Vorgelege PS_i	9,25	9,75	10,66	11,21	12,0	12,81	13,31	14,0
Gelieferte Luftmenge cbm/min	29,58	28,26	28,80	28,62	28,68	28,64	28,64	27,90
Lieferungsgrad	0,839	0,835	0,850	0,834	0,828	0,821	0,820	0,797
Minutl. Umlaufzahl	405	398	398	401	403	403	402	403
Nutzleistung in geförderter Luft PS_n	7,60	7,8	8,51	9,00	9,51	10,00	10,50	10,80
Mechanischer Wirkungsgrad	0,832	0,805	0,800	0,803	0,794	0,780	0,790	0,770

Bei dem Präzisions-Gebläse von Enke arbeiten zwei Trommeln gegeneinander, von denen die eine mit Flügeln (Zähnen), die andere mit Durchgangsöffnungen (Lücken) für die ersteren versehen ist. Diese Gebläse gestatten ebenfalls ohne erhebliche Verluste Luftpressungen bis 3000 mm W.-S.

Bei den Hochdruck-Gebläsen von Jäger & Co. in Leipzig-Plagwitz sind die Innenkörper derartig gestaltet und in das Gehäuse eingepaßt, daß sie vollständig reibungslos darin laufen. Sie ergeben nach Angabe der Erbauerin bei

3000 mm W.-S. noch einen Wirkungsgrad von über 90 %,
5000 „ „ „ „ „ „ „ 75 bis 80 %.

Die von der Firma Krigar & Ihssen in Hannover gebauten Krigarschen Schrauben-Gebläse zeichnen sich durch einen ruhigen, fast geräuschlosen und gleichmäßigen Gang aus; sie haben schraubenförmig gestaltete Flügel, wodurch die zwischen ihnen und dem Gehäuse befindliche Luft in achsialer Richtung verdrängt wird, sonach dem letzteren stets unter denselben Druckverhältnissen entströmt. Versuche, die Hartig anstellte, ergaben für den Lieferungsgrad eines Krigarschen Gebläses bei einer Pressung von 500 mm W.-S. noch 83 % bis 88 %.

B. Kompressoren.

Gegenüber den Gebläsen werden in den Kompressoren zumeist erheblich höhere Luftpressungen erzielt, wie sie zur Kraftübertragung der verschiedensten Art, zur Kälteerzeugung u. s. w., erforderlich sind.

Um die Erwärmung der Luft und der Cylinderwandungen möglichst herabzumindern, bedient man sich der Wasserkühlung und unterscheidet, je nachdem dieselbe nur in äußerer Kühlung des Cylinders u. s. w. besteht, oder, zur Erhöhung des Wirkungsgrades der Kompression, in das Innere des Cylinders Kühlwasser in fein verteiltem Zustande eingespritzt wird, oder aber der Cylinder größtenteils mit Wasser gefüllt ist, welches abkühlend auf die Cylinderwände und die Luft selbst wirkt, trockene, halbnasse und nasse Kompressoren.

a) Physikalische Eigenschaften der Luft.

Bezeichnet

v_1 ein beliebiges Luftvolumen von der Spannung p_1 und der Temperatur t_1,

v_2 ein anderes Luftvolumen von der Spannung p_2 und der Temperatur t_2,

$\alpha = \frac{1}{273}$ den Ausdehnungskoeffizienten der Luft von 0^0 auf 1^0,

so ist nach dem Gesetze von Gay-Lussac

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{1+\alpha t_1}{1+\alpha t_2} = \frac{\frac{1}{\alpha}+t_1}{\frac{1}{\alpha}+t_2} = \frac{T_1}{T_2} \text{ (bei } p_1 = p_2\text{)},$$

worin $T_1 = \frac{1}{\alpha} + t_1$ und $T_2 = \frac{1}{\alpha} + t_2$ als absolute Temperaturen der Luft bezeichnet werden

Durch die Vereinigung des (einfachen) Mariotteschen Gesetzes

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{p_2}{p_1} \text{ (bei } t_1 = t_2\text{)}$$

mit dem Gay-Lussacschen Gesetz ergibt sich das vereinigte Mariotte-Gay-Lussacsche Gesetz

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{p_2}{p_1}\frac{T_1}{T_2}, \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{82a}$$

oder

$$\frac{v_1 p_1}{T_1} = \frac{v_2 p_2}{T_2} = \text{konst.} = R \text{ (Gaskonstante)},$$

oder allgemein für irgendeinen Zustand der Luft

$$v p = R T.$$

Bezeichnet $\gamma = \frac{1}{v}$ das spezifische Gewicht der atmosphärischen Luft bei 0^0 und 760 mm Quecksilbersäule ($\gamma = 1{,}293$ kg/cbm), so ist hierfür

$$R = \frac{v p}{T} = \frac{p}{\gamma T} = \frac{10333}{1{,}293 \cdot 273} = 29{,}2721 \text{ mkg.}$$

Für irgendeine andere Temperatur t_x der Luft läßt sich das spezifische Gewicht derselben (in kg/cbm) für einen absoluten Druck p (in kg/qm) ermitteln aus

$$\gamma = \frac{1}{29{,}27}\frac{p}{273 + t_x}.$$

Ist der Druck p' in mm Quecksilbersäule gegeben, so ist

$$\gamma = 13{,}596 \frac{p'}{29{,}27\,(273 + t_x)}.$$

Aus den Gleichungen

$$v_1 p_1 = R T_1 \text{ und } v_2 p_2 = R T_2$$

folgt ferner unter der Annahme adiabatischer Kompression der Luft — nach Gl. 86 für den gesättigten Wasserdampf (S. 621) —

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2}{p_1}\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k \frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad \mathbf{82b}$$

b) Die Berechnung der Kompressoren[1].

1. Analytische Berechnung.

Der für einen Kompressor aufzuwendende Arbeitsbedarf setzt sich zusammen aus der Kompressionsarbeit und aus derjenigen Arbeit, die erforderlich ist, um die schädlichen Widerstände (Arbeitsverluste durch Ventilwiderstände, Maschinenreibung u. s. w.) zu überwinden.

Die Kompressionsarbeit (L für 1 kg Luft) setzt sich aus folgenden Teilen zusammen:

der Arbeit L_1 beim Ansaugen der Luft,
„ „ L_2 „ Verdichten der Luft,
„ „ L_3 „ Verdrängen der Luft aus dem Cylinder.

Die Arbeit beim Ansaugen der Luft ist von der zur Verdichtung derselben nötigen Arbeit in Abzug zu bringen, so daß man erhält

$$L = L_2 + L_3 - L_1.$$

Bezeichnet

p_a die Anfangsspannung und p_e die Endspannung der Kompression in kg/qm,

V_a und V_e die zugehörigen Luftvolumen in cbm,

ferner

F die Kolbenfläche des Kompressorcylinders, abzüglich des Kolbenstangenquerschnittes — also die wirksame Kolbenfläche — in qm,

s den Hub in m,

s' den Hub während des Verdrängens der Luft aus dem Cylinder in m,

so ergeben sich folgende Gleichungen

$$L_1 = p_a F s = p_a V_a.$$

Für die Arbeit L_2 beim Verdichten der Luft kann die als Expansionsarbeit des gesättigten Wasserdampfes ermittelte Gl. 89 (S. 623) sinngemäß benutzt werden, doch ist, da L_2 nicht von der Luft geleistet, sondern verbraucht wird, der Wert aus Gl. 89 mit dem negativen Vorzeichen einzuführen, also zu setzen

$$L_2 = -\frac{p_a V_a}{k-1}\left[1-\left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] = \frac{p_a V_a}{k-1}\left[\left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right].$$

Endlich ist

$$L_3 = p_e F s' = p_e V_e = p_a V_a \frac{T_e}{T_a} = p_a V_a \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}},$$

worin T_a und T_e die bezüglichen absoluten Temperaturen der Luft bedeuten

Mithin folgt

$$\left.\begin{aligned} L &= \frac{p_a V_a}{k-1}\left[\left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] + p_a V_a \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - p_a V_a = \\ &\quad \frac{k}{k-1}\, p_a V_a \left\{\left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right\} = k L_2 \\ \text{oder auch } L &= \frac{k}{k-1} R (T_e - T_a) \text{ mkg für 1 kg Luft.} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \mathbf{83a}$$

Soll die Kompressionsarbeit für 1 cbm angesaugter Luft berechnet werden, so ist $V_a = 1$ in Gl. 83 a einzusetzen.

---

[1]) Vergl. A. v. Ihering: „Die Gebläse“, 2. Aufl., Berlin 1903, Julius Springer.

Für 1 cbm **komprimierter** Luft berechnet sich die Arbeit ebenfalls aus dieser Gleichung, wenn in dieselbe für $p_a V_a$ der Wert

$$p_a V_a = p_a \frac{p_e}{p_a} \frac{T_a}{T_e} V_e = p_a V_e \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}}$$

eingeführt wird.

Es folgt dann für $V_e = 1$

$$L_i = \frac{k}{k-1} p_a \left[\left(\frac{p_e}{p_a}\right) - \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}}\right].$$

Für **trockene** Luft ist $k \sim 1{,}41$.

Bedeutet n die minutliche Umlaufzahl des Kompressors, so ist die in der Sekunde **theoretisch angesaugte Luftmenge** von der Temperatur $T_a = 273 + t_a$ für **doppeltwirkende** Kompressoren

$$V_0 = \frac{F s n}{30} \text{ cbm},$$

und der hierfür aufzunehmende **Arbeitsbedarf** in PS

$$N = \frac{F s n}{30} \frac{p_m}{75},$$

worin die **mittlere Spannung**

$$p_m = \frac{k}{k-1} p_a \left[\left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{83\,b}$$

zu setzen ist.

Die **tatsächlich gelieferte Luftmenge** V ergibt sich mit Rücksicht auf den **Lieferungsgrad** λ, der durch Undichtigkeit des Kolbens und der Ventile, auch durch den Spannungsverlust der Luft beim Durchgange durch die Saugventile und ganz besonders durch die Expansion der Luft im schädlichen Raume bedingt ist, zu

$$V = \lambda V_0.$$

Der **Lieferungsgrad** kann gesetzt werden

$$\lambda = 1 - m \left\{\left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right\},$$

wenn m das Verhältnis des schädlichen Raumes zum Hubraume Fs bedeutet.

Aus dieser Gleichung folgt, daß der Lieferungsgrad um so größer ausfällt, je kleiner der schädliche Raum und je kleiner der Enddruck der Kompression ist.

Um den nachteiligen Einfluß des schädlichen Raumes auf den Lieferungsgrad zu verringern, wird nach dem Vorschlage von **Wellner** bei jedem Hubwechsel eine Verbindung beider Cylinderenden durch einen Umlaufkanal hergestellt, wodurch ein Überströmen der im schädlichen Raume sich befindlichen komprimierten Luft nach der anderen Kolbenseite (Saugseite) möglich ist.

Für derartige mit **Druckausgleich** arbeitende Kompressoren kann der **Lieferungsgrad**

$$\lambda = 1 - m \left\{\left(\frac{p'_a}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right\}$$

gesetzt werden, worin p'_a die Spannung der im Cylinder, den schädlichen Räumen und dem Umlaufkanal befindlichen gesamten Luft nach erfolgtem Druckausgleich bedeutet.

Es ist

$$\frac{p'_a}{p_a} = \frac{1 + \left(1 + \frac{p_e}{p_a}\right) m}{1 + 2m + m'},$$

wenn noch m' das Verhältnis des Umlaufkanalraumes zum Hubraum Fs. Bei guter Ausführung kann $\lambda = 0{,}91$ bis $0{,}94$ betragen.

Haben Kompressor- und Dampfcylinder gleichen Hub, und bezeichnet

p_i den mittleren indizierten Druck im Dampfcylinder in kg/qcm,
F' die wirksame Kolbenfläche des Dampfcylinders in qcm,

so ist

$$F' p_i = \frac{1}{\eta} F p_m,$$

worin F für eine zu liefernde Luftmenge V_I (in cbm/sek) von der Temperatur T_e aus

$$s F = \frac{60}{i} \frac{V_I}{\lambda n} \frac{p_e}{p_a} \frac{T_a}{T_e}$$

zu ermitteln ist ($i = 1$ oder 2), je nachdem der Kompressor einfach- oder doppeltwirkend ist).

Unter Berücksichtigung der Abkühlung der Luft auf eine Endtemperatur T'_e, die je nach den Umständen gleich oder größer als T_a anzunehmen ist, gilt für eine zu liefernde Luftmenge V_{II} (in cbm/sek)

$$s F = \frac{60}{i} \frac{V_{II}}{\lambda n} \frac{p_e}{p_a} \frac{T_a}{T'_e} \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{83\,o}$$

Für eine zu liefernde Luftmenge G_I bezw. G_{II} in kg/sek ist F aus

$$s F = \frac{60\, G_I}{\lambda n i} \frac{1}{\gamma} \frac{p_e}{p_a} \frac{T_a}{T_e} \text{ bezw. } s F = \frac{60\, G_{II}}{\lambda n i} \frac{1}{\gamma} \frac{p_e}{p_a} \frac{T_a}{T'_e}$$

zu ermitteln, wenn γ das spezifische Gewicht der Luft bedeutet.

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{s n}{30}$$

ist bei trockenen und halbnassen Kompressoren etwa 2 bis 2,5 m/sek und darüber, bei nassen Kompressoren etwa 1,5 bis 2 m/sek anzunehmen; der Wirkungsgrad beträgt $\eta = 0{,}75$ bis $0{,}80$.

Bei größeren Anlagen mit hohem Druck wird die Kompression stufenweise in zwei oder drei Cylindern ausgeführt und die Luft zwischen den einzelnen Kompressionsperioden in Aufnehmern — Röhrenkühler, die vom Wasser umspült sind — auf die Anfangstemperatur abgekühlt.

Hierbei wird die Kompressionsarbeit zumeist gleichmäßig auf die Cylinder verteilt, so daß z. B. bei drei Cylindern mit dem gesamten Kompressionsverhältnis ε_0 sich für jeden Cylinder das Kompressionsverhältnis ergibt zu $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3$ allgemein $= \varepsilon = \sqrt[3]{\varepsilon_0}$ und bei 1 cbm/sek angesaugter Luft die Arbeit in mkg für einen Hub zu

$$A = 3 \left\{ \frac{k}{k-1} p_a \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\},$$

oder der **Arbeitsbedarf** in PS, wenn V cbm/sek angesaugt werden sollen, zu

$$N = \frac{A\,2\,n}{60 \cdot 75}\,V = \frac{F\,s\,n}{30}\,\frac{A}{75}.$$

Es beträgt dann die **Arbeit für jeden einzelnen Kompressor**

$$N_1 = N_2 = N_3 = \frac{N}{3}.$$

2. Berechnung mittels des Druckdiagrammes.

Die Aufzeichnung der **Kompressionskurve** — einer **polytropischen** Kurve, d. h. einer Kurve unveränderlicher spezifischer Wärme — kann nach dem in Fig. 546 (S. 621) für die adiabatische Expansionskurve des Wasserdampfes dargestellten Verfahren von **Brauer** geschehen.

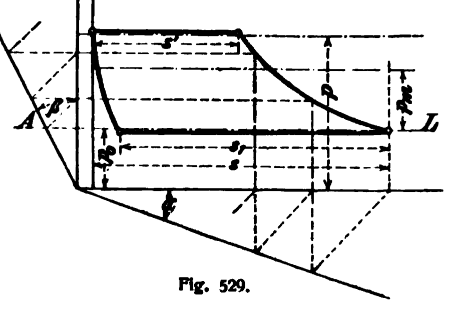


Fig. 529.

Bei **wirksamer Kühlung** erfolgt die Kompression etwa nach dem Gesetze $p\,v^{1,3}$ bis $p\,v^{1,2}$ = konst. (s. nachstehend.) Wählt man für die Aufzeichnung der Kompressionskurve (Fig. 529) $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}2$, so ist

$$(1 + \operatorname{tg}\beta) = 1{,}2^{1,3} \text{ bezw. } (1 + \operatorname{tg}\beta) = 1{,}2^{1,2},$$

und es ergibt sich der Winkel β aus

$$\operatorname{tg}\beta = 0{,}267 \text{ bis } 0{,}245.$$

Für andere Exponenten k ergeben sich brauchbare Größen von α und β aus den Werten der nachstehenden Tabelle.

Exponent k =	1,10	1,15	1,25	1,30	1,35	1,41
$\operatorname{tg}\alpha$ =	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,33
$\operatorname{tg}\beta$ =	0,222	0,234	0,322	0,337	0,352	0,497

Die **Saugspannung** p_a wird bei der Aufzeichnung des Druckdiagrammes um 2 bis 3 % niedriger angenommen als die Spannung p_0 der Außenluft, die Endspannung (**Druckspannung**) p_e des Kompressors etwa um 3 bis 5 % höher, als die Spannung p im Druckraume betragen kann. (Letztere ist entsprechend den Leitungswiderständen um 3 bis 5 % niedriger als p_e.)

Nach Versuchen von A. **Riedler** und M. **Gutermuth** beträgt der Druckverlust $s = p_1 - p_2$ zwischen Anfang und Ende einer Luftleitung

$$s = \frac{533}{10^{10}}\,\gamma\,\frac{l}{d}\,w^2 = \frac{864}{10^{10}}\,\gamma\,l\,\frac{V^2}{d^5} \text{ in kg/qcm;}$$

hierin bezeichnet

γ das mittlere Gewicht eines cbm Luft, entsprechend einer mittleren Luftspannung $p_m = 1/2\,(p_1 + p_2)$, und einer mittleren absoluten Temperatur $T_m = 1/2\,(T_1 + T_2)$ in kg,

l die Länge und d den lichten Durchmesser der Leitung in m,

w die mittlere Luftgeschwindigkeit in m/sek,

V die durchströmende Luftmenge, gemessen bei der mittleren Spannung p_m und der mittleren Temperatur $t_m = 1/2\,(t_1 + t_2)$ in der Leitung, in cbm/sek.

Berechnet man sodann s' und s_1 aus

$$\frac{s'}{s} = (1 + m)\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^{\frac{1}{k}} - m \text{ und } \frac{s_1}{s} = 1 + m - m\left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}},$$

worin m, wie schon S. 599 angegeben, das Verhältnis des schädlichen Raumes zum Hubraume Fs bedeutet, so läßt sich die Kompressionskurve aus den Endpunkten durch Einschalten von Zwischenpunkten ermitteln, deren Ordinaten und Abscissen jedesmal als geometrisches Mittel der Ordinaten und der Abscissen von den beiden Punkten gefunden werden, zwischen die der neue Punkt eingeschaltet werden soll (vergl. M. Tolle: „Neue Konstruktionen der polytropischen Kurve", Z. d. V. d. I. 1894, S. 1456).

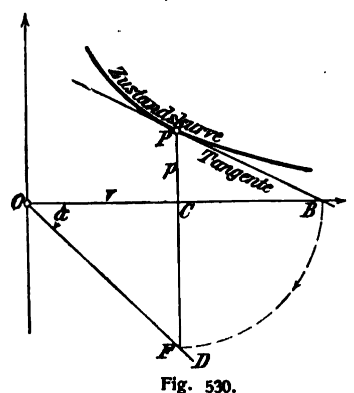


Fig. 530.

Für die Expansion im schädlichen Raume genügt die Zugrundelegung des Mariotteschen Gesetzes $p\,v =$ konst.

Aus der Fläche des so aufgetragenen Diagrammes ergibt sich dann die mittlere Spannung p_m des Kompressorcylinders.

Die Untersuchung von Indikatordiagrammen ausgeführter Kompressoren hat sich immer auch darauf zu erstrecken, welcher Exponent den Zustandskurven zugrunde liegt. Pröll empfiehlt zu diesem Zwecke das in Fig. 530 dargestellte zeichnerische Verfahren.

Man zieht die Tangenten in den einzelnen Kurvenpunkten P, klappt die Subtangente CB um 90° herum und macht $CF = CB$. Für eine polytropische Kurve liegen alle Endpunkte F auf einer Geraden OD, und der Exponent ist $k = \operatorname{cotg} \alpha$.

Ein genaueres Verfahren zur Ermittelung des Exponenten k mittels der als rechtwinklige Koordinaten aufzutragenden Linien für $\log p$ und $\log V$ rührt von Tolle her. Für $k =$ konst. muß sich dann eine Gerade ergeben; die Tangente ihres Neigungswinkels α ist $= k$ (s. Z. d. V. d. I. 1894, S. 1457).

$\operatorname{tg} \alpha = k = 1$ ergibt die gleichseitige Hyperbel (Isotherme), für welche $\alpha = 45°$.

c) Der Einfluß der Wasserkühlung auf den Wirkungsgrad der Kompression.

Die vorstehend entwickelten Gleichungen beziehen sich auf die Adiabate als Kompressionslinie, obwohl wegen der stattfindenden Wärmeabgabe der verdichteten Luft — durch die Cylinderwandungen nach außen — diese Zustandskurve der Wirklichkeit nicht entspricht.

Um die Erwärmung der Luft und der Cylinderwandungen herabzumindern, bedient man sich der Wasserkühlung (vergl. S. 596).

Es soll nun untersucht werden, inwieweit hierdurch der Wirkungsgrad der Kompression erhöht wird.

Nach Gleichung 83 a (S. 598) ist die zur Kompression von 1 kg Luft erforderliche Arbeit (in m/kg)

$$L = \frac{k}{k-1} R (T_e - T_a),$$

worin $T_e - T_a$ die Temperaturerhöhung bei der adiabatischen Kompression bedeutet.

Die Beziehungen zwischen $p_a V_a T_a$ und $p_e V_e T_e$ ergeben sich nach Gleichung 86 und 82 b (S. 621 bezw. 597) zu

$$p_a V_a^k = p_e V_e^k \text{ bezw. } \frac{T_e}{T_a} = \left(\frac{V_a}{V_e}\right)^{k-1} = \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Für die Kompression ohne Temperaturerhöhung ist nach Gleichung 85 (S. 620)

$$V_a p_a = V_e p_e,$$

mithin werden für die Kompression mit Wasserkühlung, da dieselbe zwischen beiden Grenzzuständen liegen muß, die Gleichungen gelten

$$p_a V_a^n = p_e V_e^n$$

und

$$\frac{T_e}{T_a} = \left(\frac{V_a}{V_e}\right)^{n-1} = \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad \ldots \ldots \quad \mathbf{84a}$$

worin $1 < n < k$ ist.

Die Kompression nach diesem Gesetz bezeichnet Zeuner als die polytropische Kompression.

Aus der letzten Gleichung folgt

$$n = \frac{\log \varepsilon}{\log \varepsilon - \log \frac{T_e}{T_a}} = \frac{\log \varepsilon}{\log \varepsilon \cdot \frac{T_a}{T_e}} \quad \ldots \ldots \quad \mathbf{84b}$$

wenn $\varepsilon = \frac{p_e}{p_a}$ das betreffende Kompressionsverhältnis bezeichnet.

Die Kompressionsarbeit für 1 kg Luft beträgt bei der polytropischen Zustandsänderung — wie oben —

$$L = \frac{n}{n-1} R (T'_e - T_a),$$

wenn T'_e die durch die Kühlung beabsichtigte niedrigere Endtemperatur bedeutet.

Beispiel: Es sollen die Cylinderabmessungen und der Kraftbedarf für einen doppeltwirkenden Kompressor mit Mantelkühlung ermittelt werden, der $V_{II} =$ 0,5 cbm/sek Druckluft von $p_e = 5$ atm Spannung liefert, die mit $t_a = 20^0$ C Anfangstemperatur aus der Atmosphäre entnommen wird.

Für trockene Luft ($k = 1{,}41$) und adiabatische Kompression folgt aus Gleichung 82b

$$T_e = T_a \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} = (273 + 20) 5^{0,2908} \backsim 468^0,$$

demnach $t_e = 468 - 273 = 195^0$ C.

Soll die Endtemperatur der verdichteten Luft nur $t'_e = 110^0$ C — Mittelwert zwischen den Endtemperaturen bei isothermischer und adiabatischer Kompression — betragen, so folgt der sog. Kühlungsexponent n aus Gleichung 84b zu

$$n = \frac{\log 5}{\log 5 \cdot \frac{293}{383}} \backsim 1{,}20$$

und aus Gleichung 82a

$$\frac{V_a}{V_e} = \frac{p_e T_a}{p_a T_e} = \frac{5 \cdot 293}{383} \backsim 3{,}8.$$

Bei Vernachlässigung des Kolbenstangenquerschnittes ergibt sich die Kolbenfläche des Kompressorcylinders mit $\lambda = 0{,}90$, $n = 75$ Uml/min und $s = 2\,D$ aus Gleichung 83c zu

$$F = \frac{D^2 \pi}{4} = \frac{60 \cdot V_{II}\, p_e}{i\, \lambda\, n\, p_a} \frac{T_a}{T'_e} \frac{1}{s} = \frac{60 \cdot 0{,}5 \cdot 5 \cdot 293}{2 \cdot 0{,}9 \cdot 75 \cdot 383 \cdot 2 D};$$

mithin

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 30 \cdot 5 \cdot 293}{3{,}14 \cdot 2 \cdot 0{,}9 \cdot 75 \cdot 383 \cdot 2}} \backsim 520 \text{ mm},$$

$$s = 2\,D = 1040 \text{ mm}$$

und die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c_m = \frac{n\, s}{30} = \frac{75 \cdot 1{,}040}{30} = 2{,}6 \text{ m/sek}.$$

Der Kraftbedarf (in PS) folgt aus

$$N = \frac{F c p_m}{75},$$

worin die mittlere Spannung p_m nach Gleichung 83b mit dem Exponenten n anstatt k —

$$p_m = \frac{n}{n-1} p_a \left[\left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,2}{0,2} (5^{0,167} - 1) \sim 2,04 \text{ kg/qcm}$$

zu setzen ist.

Damit ergibt sich

$$N = \frac{2124 \,.\, 2,6 \,.\, 2,04}{75} \sim 150 \text{ PS}.$$

d) Die Berechnung der Kühlwassermenge.

Nach Zeuner[1]) beträgt die einem Kilogramm (1 kg) Luft entzogene Wärmemenge (in WE)

$$Q = \frac{k-n}{(k-1)n} A L;$$

hierin bedeutet noch $A = \frac{1}{424}$ das mechanische Wärmeäquivalent (siehe S. 615), L die zur Kompression und zum Hinausschieben von 1 kg Luft aus dem Cylinder erforderliche Gesamtarbeit (in mkg) für einen Kolbenhub.

1. Trockene Kompressoren.

Bezeichnet w_t die für die äußere Cylinderoberfläche erforderliche Kühlwassermenge in kg/std, so kann unter der Voraussetzung, daß die Temperatur der Cylinderwände an der inneren Oberfläche gleich der Endtemperatur T_e' der Luft und an der äußeren Oberfläche gleich der Endtemperatur t'' des abfließenden Kühlwassers ist, bei Vernachlässigung der Wärmeableitung durch die Deckel, Ventile, Kolbenstange u. s. w. gesetzt werden

$$w_t \sim \frac{120 F s n}{t'' - t'} Q \gamma;$$

hierin haben F, s und n die schon auf S. 598 und 599 angegebene Bedeutung, und es ist ferner

- γ das Gewicht (in kg) von 1 cbm Luft bei der Anfangstemperatur t_a und dem Luftdruck von 760 mm Quecksilbersäule (siehe S. 597),
- t' die Anfangstemperatur des Kühlwassers,
- t'' die Endtemperatur des Kühlwassers.

---

[1]) Technische Thermodynamik, Bd. I, 1887, S. 142 u. ff.

Zumeist läuft das mit $t' = 10^0$ C eintretende Kühlwasser mit $t'' = 20^0$ C ab.

2. Halbnasse Kompressoren.

Unter der Annahme, daß die ganze abzuleitende Wärme nur vom Einspritzwasser aufgenommen wird, kann die Menge desselben für 1 cbm angesaugter Luft annähernd zu

$$w_t = \frac{Q\,\gamma}{t'' - t'} \text{ kg}$$

berechnet werden[1].

3. Nasse Kompressoren.

Wird die Endtemperatur des Wassers gleich jener der Luft, d. h. $t'' = t'_e$ vorausgesetzt, so beträgt bei der Anfangstemperatur t_0 des aus Wasser und Luft bestehenden Gemisches die erforderliche Kühlwassermenge in kg/std

$$w_n = \frac{120\,F\,s\,n}{t'_e - t_0}\,Q\,\gamma \text{ bezw. } \frac{120\,F\,s\,n}{t'' - t_0}\,Q\,\gamma.$$

e) Anordnungen der Kompressoren und Einzelteile derselben.

Zu den wichtigsten Einzelteilen gehören die Abschlußorgane. Hinsichtlich derselben unterscheidet man Ventilkompressoren (ohne Druckausgleichvorrichtung) und Schieberkompressoren (mit Druckausgleichvorrichtung); erstere werden doppelt- und einfachwirkend gebaut.

1. Ventilkompressoren.

Die Geschwindigkeit, mit der die Luft durch die Ventile strömt, kann nach Riedler gewählt werden

$u_{max} = 15$ bis 25 m/sek in den Saugventilen,
$u_{max} = 25$ „ 35 „ „ „ Druckventilen.

[1] Über genauere Ermittlung der Einspritzwassermenge von Lorenz siehe Z. d. V. d. I. 1892, S. 737 u. ff.

Die mittlere Windgeschwindigkeit ist (vergl. S. 277)

$$\frac{u_{max}}{\frac{\pi}{2}} = 0{,}636\, u_{max} \text{ zu nehmen, oder}$$

$u_m \sim 10$ bis 16 m/sek für die Saugventile,
$u_m \sim 16$ „ 23 „ „ „ Druckventile.

Der Gesamtdurchgangsquerschnit der Saugventile beträgt zumeist $^1/_4$ bis $^1/_8\, F$, derjenige der Druckventile $^1/_8$ bis $^1/_{12}\, F$.

Damit der Ventilschluß im Hubwechsel erfolgen kann, ist der Ventilhub möglichst klein anzunehmen, und der erforderliche Durchgangsquerschnitt durch genügenden Umfang und hinreichende Zahl der Ventile zu erreichen.

Die Belastung der Ventile ist dann möglichst so zu wählen, daß mit der nach dem Hubende abnehmenden Kolbengeschwindigkeit das Ventil zu sinken beginnt. Der für die Erzeugung der größten Geschwindigkeit erforderliche Druckunterschied $(p - p_1)$ ergibt sich mit Berücksichtigung der Kontraktion beim Durchgange der Luft durch die Ventile aus

$$u_{max} = \varphi \sqrt{2\, g \frac{(p - p_1)}{\gamma}},$$

zu

$$p - p_1 = \frac{u_{max}^2}{2\, g} \frac{\gamma}{\varphi^2};$$

hierin ist $\gamma = \frac{p}{29{,}27\,(237 + t)}$ das spezifische Gewicht der überströmenden Luft von der Spannung p und der Temperatur t (für die Druckventile ist p näherungsweise der erzeugte Druck, für die Saugventile ist $p \sim 1$ kg/qcm), φ der Geschwindigkeitskoeffizient ($\sim 0{,}96$), $g = 9{,}81$ m/sek^2 und

$$u_{max} = \psi \frac{1}{\mu} \frac{\pi}{2} c,$$

worin μ den Kontraktionskoeffizient ($\sim 0{,}8$), ψ das Verhältnis des Kolbenquerschnittes zum Durchgangsquerschnitte sämtlicher Ventile, c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek bedeutet.

Der Luftdruck auf ein Ventil beträgt in kg, wenn f die Angrifffläche in qcm,

$$P = (p - p_1)\, f;$$

dementsprechend ist die Ventilschlußkraft zu wählen.

Mit Rücksicht auf die Massenverminderung ist die Ventilbelastung nur durch Federdruck auf das erforderliche Maß zu erhöhen.

Von den zahlreichen, in den letzten Jahren zur Anwendung gelangten Ventilen für raschlaufende Kompressoren haben diejenigen von Hörbiger und von Riedler-Stumpf große Verbreitung gefunden.

Fig. 531 zeigt das Hörbiger-Ventil eines von Gebr. Meer, M.-Gladbach, in Düsseldorf 1902 ausgestellten Kompressors.

Auf dem Ventilsitz a ist der aus weichem Stahlguß gefertigte Ventilfänger b befestigt. Die Ventilscheibe d aus dünnem Stahlblech ist mittels dreier oder mehrerer Stahlblattfedern c, den sogenannten

Lenkern, die einerseits durch Schrauben *c* mit dem Fänger, anderseits durch Nieten *f* mit der Ventilscheibe verbunden sind, an dem ersteren aufgehängt, derart, daß sie im Ruhezustande sanft an den Ventilsitz angedrückt wird.

Fig. 531.

Durch diese Aufhängung der Ventilscheibe, bei der eine Reibung fast ganz vermieden wird, und dem geringen Ventilhub von 2 bis 3 mm ist der ruhige Gang der Ventile, das genaue Öffnen und Schließen derselben fast ohne wahrnehmbaren Überdruck gewährleistet.

Neuerdings werden bei Hörbiger-Ventilen, zur Verminderung der Stoßwirkung, dicht über den Ventilscheiben noch sogenannte Polsterscheiben angeordnet, gegen die sich die Ventilscheiben etwas bewegen können. Die zwischen beiden Scheiben eingeschlossene Luft dient als Puffer.

Ein derartiges S a u g v e n t i l zeigt Fig. 532; das zugehörige als Etagenventil ausgebildete D r u c k v e n t i l ist in Fig. 533 dargestellt.

Die r ü c k l ä u f i g e n Druckventile, Bauart R i e d l e r - S t u m p f (Fig. 535), haben gegenüber ihrer ersten Ausführung nach Fig. 534 mannigfache Verbesserungen erfahren. Die Ventilröhre, durch welche die das Öffnen bewirkende Druckluft zutritt, ist bis zum Ventilsitz erweitert. Die Sitzdichtung ist von dem kleinen nach dem größeren Sitz verlegt und sonst Kolben-Schleifdichtung durchgeführt worden. Die Druckventile, bei welchen der Cylinderraum vom Druckraume während des Ansaugens durch einen oder zwei nach innen spannende Ringe abgedichtet wird, werden durch den Kolben geschlossen; derselbe läuft gegen das geöffnete Ventil und drückt es mit der Geschwindigkeit Null im Totpunkte auf den Sitz auf. Ein lautloser Anschlag am Kolben wird durch Federn, Gummiringe oder durch einen Bleiausguß bewirkt.

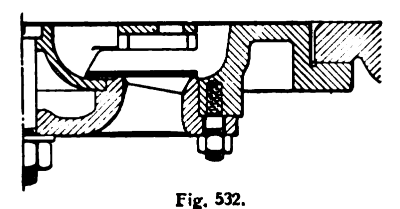


Fig. 532.

Um den Übertritt der Luft aus dem Innern des Cylinders nach dem Druckraume während der Schlußzeit zu gestatten, sind Bohrungen an dem nach innen liegenden Rande des Ventiles angebracht. Der Hub hat im Vergleich zu der älteren Ausführung eine Verminderung

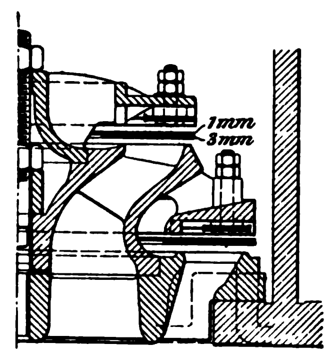


Fig. 533.

dadurch erfahren, daß die Luft nunmehr an dem äußeren Ventilrande der großen Platte nach dem Druckraume austritt.

Der Ventilsitz ist durch dahintergelegte Federn nachgiebig gemacht,

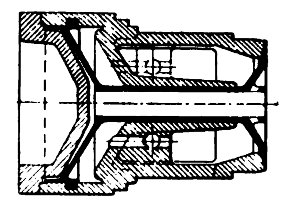


Fig. 534.

so daß die Ventile durch den Kolben infolge unrichtiger Einstellung nicht mehr beschädigt werden können.

Kompressoren für 200 bis 300 Uml/min sollen mit bestem Erfolge mit solchen rückläufigen Ventilen ausgerüstet worden sein.

In Fig. 536 sind mehrere Ventilerhebungsdiagramme übereinander gezeichnet, welche bei verschiedenen Drücken und Geschwindigkeiten aufgenommen wurden; dieselben zeigen die gute Wirkungsweise der rückläufigen Druckventile — insbesondere die genaue und vollkommene Bewegung derselben, wobei jegliches Flattern des Ventiles vermieden ist.

Auch die Saugorgane können als rückläufige Ventile ausgebildet werden, doch kommen hier meistens Rundschieber in Anwendung. Der in Fig. 535 ersichtliche Saugschieber ist so ausgeführt, daß die Muschel nicht zum schädlichen Raume gehört[1]).

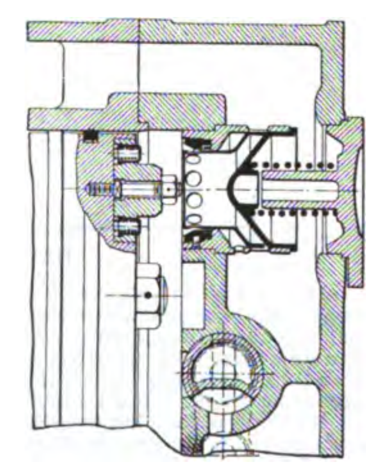


Fig. 535.

Der auf Tafel IV abgebildete Verbund-Kompressor von Schüchtermann & Kremer in Dortmund zeigt die z. Z. verbreitetste Anordnung solcher Maschinen.

Die vom Niederdruckcylinder zum Hochdruckcylinder überströmende Luft wird in einem Zwischenkühler gekühlt. Mantelkühlung ist nicht vorgesehen.

[1]) Über „Vollhubventile für Kompressoren" von F. Strnad s. Z. d. V. d. I. 1905, S. 691 u. ff., über „Ventile und Klappen für Kompressoren" von Kollmann bezw. Gutermuth, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1456 und 1461.

Die aus Aluminiumbronze hergestellten Collmannschen Luftventile arbeiten mit den bekannten Ölpuffern (vergl. unter „Dampfmaschinen").

Für jede Cylinderseite sind nur zwei Ventile erforderlich, und die schädlichen Räume sind gering. Die für eine Einströmungs-Spannung von 11,5 kg/qcm berechnete Dampfmaschine ist ebenfalls mit Collmannscher Ventilsteuerung ausgeführt. Mantelheizung ist nur am Hochdruckcylinder vorgesehen. Die Dampfkolbenstangen sind mit den Kompressorkolbenstangen durch Kupplungsschuhe verbunden, welche auf einer Geradführung gleiten, die, ebenso wie die Cylinder und das hintere Ende der Kreuzkopfführung, auf einem Grundrahmen gelagert ist. Außerdem sind die Geradführungen mit den Luftcylindern durch schmiedeiserne Strebestangen verbunden, um den Grundrahmen nicht durch die Kolbenkräfte zu beanspruchen (vergl. Z. d. V. d. I. 1902, S. 1462).

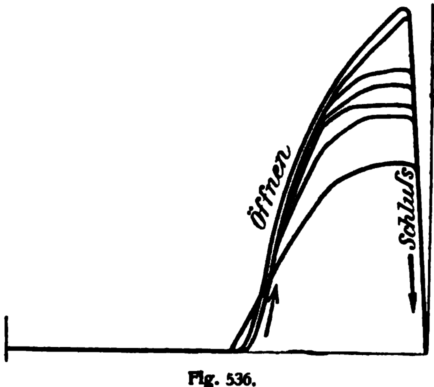


Fig. 536.

Der in Fig. 537 dargestellte, von der durchgehenden Kolbenstange eines Dampfcylinders von 350 mm Bohrung und 600 mm Hub angetriebene Kompressor von Gebr. Meer in M.-Gladbach ist zweistufig und mit Hörbiger-Ventilen der Fig. 531 ersichtlichen Bauart ausgerüstet. Die beiden mit Blechmänteln verschalten Luftcylinder liefern bei einem Dampfdruck von 6 bis 8 atm (Überdruck) mit 125 Uml/min etwa 750 cbm/std, mit 150 Uml/min etwa 900 cbm/std Druckluft von 6 bis 7 atm Spannung. Das Saugventil des Niederdruck-Luftcylinders ist im Kolben, das zugehörige Druckventil in dem an den Cylinder anschließenden Ventilkasten untergebracht. Die betreffenden Ventile des Hochdruck-Luftcylinders — zwei Saug- und zwei Druckventile — befinden sich in dem an diesen Cylinder angeschlossenen Ventilkasten.

Der Zwischenkühler ist ein im Gegenstrom arbeitender Röhrenkühler von 11 qm Kühlfläche.

Der Dampfcylinder hat Lentz-Steuerung und ist mit dem aufliegenden Bajonettrahmen verschraubt, mit welchem die beiden dahinterliegenden Luftcylinder durch zwei Strebestangen gleichfalls verbunden

sind. Sämtliche Cylinder stützen sich mit angegossenen Füßen auf zwei in dem Unterbau vergossene durchgehende Grundrahmen.

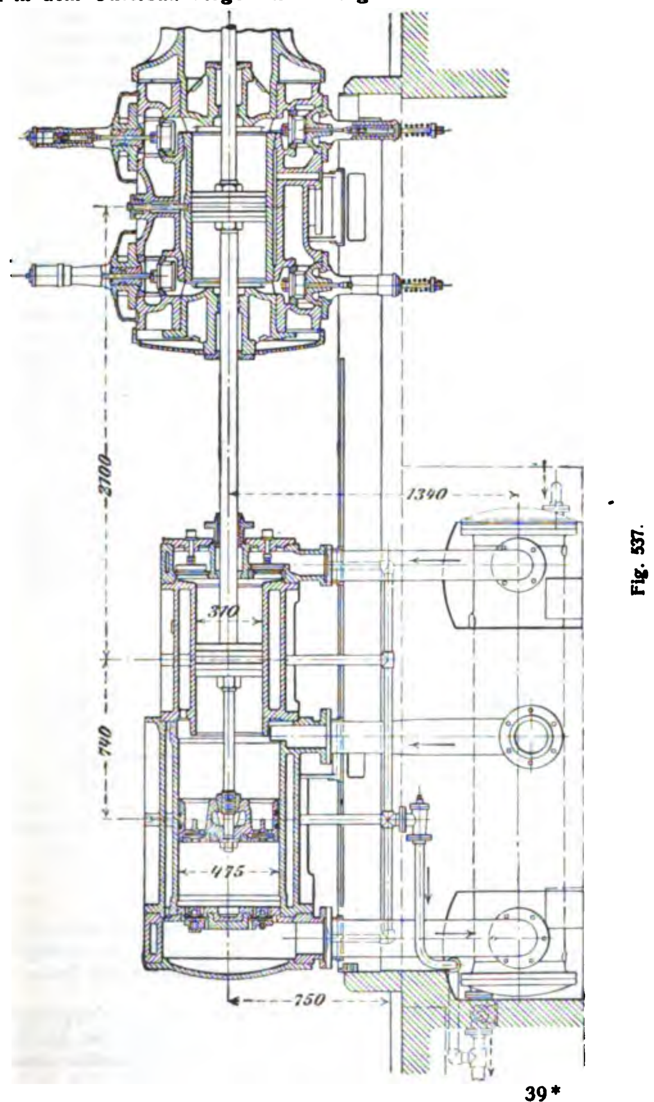


Fig. 537.

Fig. 538 und 539 zeigen an den Luftcylindern genommene Leistungsdiagramme (Federmaßstab: 1 atm ~ 2,5 bezw. 7 mm; $n = 150$ Uml/min).

Einfachwirkende Kompressoren mit hohen Umlaufzahlen haben wegen ihrer einfachen Bauart und Wartung, insbesondere auch wegen Wegfalles der Stopfbüchsen usw. in der Neuzeit eine große Verbreitung gefunden. Fig. 540 zeigt einen solchen aus zwei gegen-



Fig. 538. Fig. 539.

überliegenden einfachwirkenden Cylindern bestehenden Kompressor für elektrischen Antrieb. Die als Klappen ausgebildeten Ventile a und b jedes Cylinders bestehen nach Angabe von Gutermuth aus dünnen, um je einen festen Dorn mehrfach herumgeschlungenen, elastischen Stahlplatten, die, da sie zufolge ihrer geringen Masse und kleinen Federbelastung der Luft nur wenig Widerstand entgegensetzen, außerordentlich leicht spielen und auch im übrigen günstige Strömungsverhältnisse ermöglichen.

Größere Kompressoren erhalten entsprechend ausgebildete gitterförmige Klappensitze. Da die Führung des Flüssigkeitsstromes bei den Gutermuthschen Klappen in der einfachsten und vollkommensten Art, ohne empfindlichen Richtungswechsel und Kontraktionsverlust erfolgt, können sie auch als Pumpenventile vorteilhafte Verwendung finden.

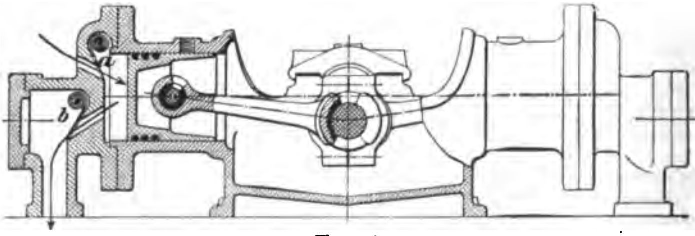


Fig. 540.

2. Schieberkompressoren.

Bei diesen wird, wie schon hervorgehoben, um den nachteiligen Einfluß des schädlichen Raumes auf den Lieferungsgrad zu verringern, eine Verbindung zwischen den beiden Cylinderkanälen am Ende des Kolbenhubes hergestellt.

Der mit Mantel- und Deckelkühlung versehene Luftcylinder des Kompressors von Burckhardt-Weiß (Fig. 541) ist zu dem Zwecke mit einem Schieber versehen, der zwei Durchlaßkanäle a und b, den Druckausgleichkanal c und die Muschel d (Fig. 542) besitzt,

welche eine Verbindung des Saugkanales *e* mit den Cylinderkanälen ermöglicht. Auf dem Rücken dieses Schiebers liegt die durch zwei Spiralfedern belastete Platte *f*. Dieselbe wird am Ende der Kompression durch den inneren Überdruck angehoben, so daß die Luft in den Schieberkasten und von hier in die Druckluftleitung strömen kann.

In Fig. 541 findet links vom Kolben Ansaugen, rechts Kompression statt. Am Ende derselben wird durch den inneren Überdruck die

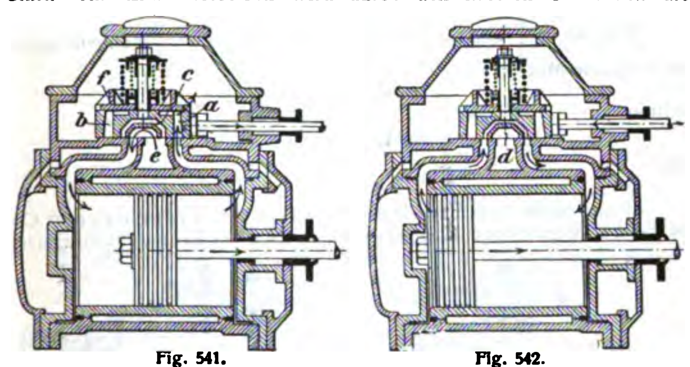


Fig. 541. Fig. 542.

Platte *f* gehoben, so daß die Luft in den Schieberkasten und von hier in die Druckleitung gelangt.

Fig. 542 zeigt die Stellung des Schiebers, bei der der Druckausgleich stattfindet.

Fig. 543 gibt ein **Diagramm der Schiebersteuerung**. In diesem bezeichnet

- $e = i$ die äußere bezw. innere Überdeckung,
- a die Kanalweite,
- m eine kleine Größe, um welche die innere Schieberkante die äußere Kante der Cylinderkanäle überläuft,
- $r = a + e + m$ die Excentrizität.

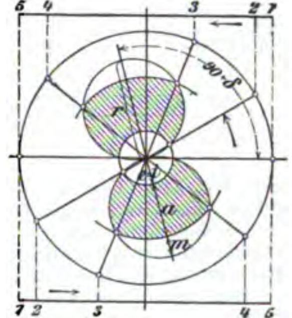


Fig. 543.

Die Excenterkurbel läuft der Maschinenkurbel um den Winkel $90 + \delta$ nach. Die Hauptstellungen des Kolbens sind mit 1, 2, 3, 4 und 5 bezeichnet.

Zwischen 1 bis 2 findet das Überströmen — die Druckausgleichung — statt,
von 2 „ 3 öffen sich die Einström- und Ausströmkanäle,
„ 3 „ 4 sind diese Kanäle ganz offen,
„ 4 „ 5 schließen sie sich wieder.

Gibt man dem Excenter einen **kleineren** Nacheilwinkel, so findet der Schluß der Einström- und Ausströmkanäle, ebenso auch die Überströmung schon **vor** erreichtem Hubende statt.

Die Berechnung der Excentrizität, des Voreilwinkels δ u. s. w. kann wie bei Dampfmaschinen mit einfacher Schiebersteuerung geschehen.

Für den Querschnitt der Durchlaßkanäle a und b im Schieber kann eine Luftgeschwindigkeit von etwa 30 m/sek angenommen werden.

Die Weite des Druckausgleichkanales c ist $\frac{a}{4}$ bis $\frac{a}{3}$ zu wählen.

Wird $m = \frac{a}{5}$ und $e = i = \frac{a}{3}$ bis $\frac{a}{2}$, im Mittel $= \frac{2}{5} a$ angenommen, so folgt im Mittel

$$r = 1{,}6\, a,$$

mithin

$$\sin \delta = \frac{e}{r} = 0{,}25$$

und

$$\delta = 14^0\, 30'.$$

Einen von der Erfurter Maschinenfabrik, Franz Beyer & Co. in Erfurt ausgeführten Kompressor mit Rundschiebersteuerung

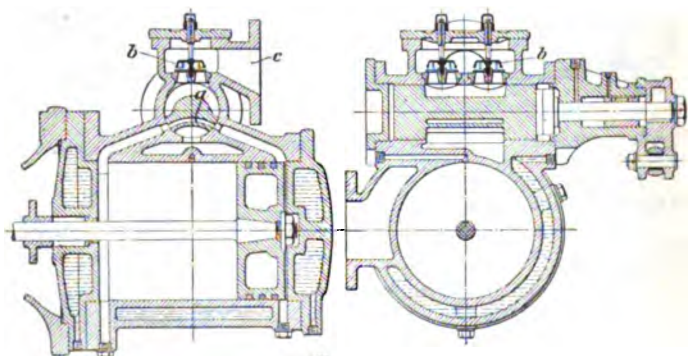


Fig. 544.

zeigt Fig. 544. Der das Ansaugen der Luft regelnde Rundschieber enthält einen Druckausgleichkanal a, der bei der gezeichneten Stellung die Verbindung zwischen beiden Cylinderseiten herstellt; über dem Schieber befindet sich die durch zwei federbelastete Ventile abgeschlossene Druckkammer b. Bei c ist die Druckluftleitung angeschlossen.

Der vorzügliche Kompressor von Strnad (D. R.-P. Nr. 58690) arbeitet mit zwei an den Cylinderenden angebrachten Rundschiebern mit je einem inneren Rückschlagventil, die den Abschluß gegen die Druckleitung bilden. Der Druckausgleich erfolgt am Ende des Hubes durch die Höhlung der Rundschieber. (Über Versuche mit einem Strnadschen Kompressor s. Z. d. V. d. I. 1892, S. 1449 u. ff.)

Größere Verbreitung hat auch der durch einen zwangläufig bewegten Kolbenschieber in Verbindung mit selbstsätigen Rückschlagventilen gesteuerte, von Pokorny & Wittekind in Bockenheim und von Neumann & Esser in Aachen gebaute Kompressor von Köster (D. R.-P. Nr. 76308) gefunden.

Sechster Abschnitt.

Kraftmaschinen.

I. Dampfmaschinen.

A. Physikalische Eigenschaften des Wasserdampfes.

a) Gesättigter Wasserdampf.

1. Allgemeines.

Die Größe der durch eine bestimmte Wärmemenge erzeugten Arbeit oder umgekehrt der durch eine bestimmte Arbeit erzeugten Wärmemenge bleibt stets dieselbe, unabhängig von dem Wege, auf dem das eine durch das andere entstanden ist. Wärme und Arbeit sind gleichwertig.

Man bezeichnet als Wärmeeinheit (1 Kilogramm-Kalorie) $= 1\,WE$ diejenige Wärmemenge, die erforderlich ist, um die Temperatur von 1 kg Wasser um 1^0 zu erhöhen. Es kann nach den Versuchen des englischen Physikers Joule

$$1\,WE = 424 \text{ mkg}$$

gesetzt werden. Die Zahl $\frac{1}{424} = A$ wird das mechanische Wärmeäquivalent genannt.

Unter spezifischer Wärme c eines Körpers versteht man die Wärmemenge in WE, die erforderlich ist, um die Temperatur von 1 kg des Körpers um 1^0 zu erhöhen. Nach Vorstehendem ist für Wasser $c = 1$. Es ist aber die spezifische Wärme der Körper nicht konstant, sondern im allgemeinen abhängig von der Temperatur t des Körpers. Nach den Versuchen von Regnault ist für Wasser

$$c = 1 + 0{,}00004\,t + 0{,}000\,000\,9\,t^2.$$

Ist c_1 die mittlere spezifische Wärme, so bedeutet $c_1 t$ die Wärme, welche 1 kg Wasser aufnimmt, wenn es von 0^0 auf t^0 erwärmt wird. Diese Wärmemenge nennt man die Flüssigkeitswärme und bezeichnet sie allgemein mit q. Es ist demnach

$$q = c_1\,t = \int_0^t c\,dt$$

Für diese Größe hat Regnault folgende empirische Formel aufgestellt

$$q = t + 0{,}00002\,t^2 + 0{,}000\,000\,3\,t^3.$$

Will man Wasser von 0° in Dampf von der Temperatur t verwandeln, so muß man demselben außer der Flüssigkeitswärme q noch eine gewisse Wärmemenge r zuführen, die, da sie nicht zur Erhöhung der Temperatur beiträgt, als latente (gebundene) Wärme oder Verdampfungswärme bezeichnet wird.

Es ist dann die Gesamtwärme

$$\lambda = q + r$$

und nach Versuchen von Regnault

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\,t.$$

Daraus folgt

$$r = \lambda - q = 606{,}5 - 0{,}695\,t - 0{,}00002\,t^2 - 0{,}000\,000\,3\,t^3.$$

Die Verdampfungswärme dient einmal zur Änderung des Aggregatzustandes der Flüssigkeit, sodann zur Überwindung des von außen auf dieselbe lastenden Druckes P in kg/qm; sie besteht aus der inneren Verdampfungswärme ρ und aus der äußeren Verdampfungswärme $AP(\mathfrak{v} - \mathfrak{v}') = AP\mathfrak{w}$, d. h. der während der Verdampfung infolge der Raumvergrößerung geleisteten Arbeit.

In dem obigen Ausdruck bezeichnet

$\mathfrak{v}$ das Volumen von 1 kg des Dampfes in cbm,
$\mathfrak{v}'$ „ „ „ 1 „ Wasser in cbm,
$\mathfrak{w} = \mathfrak{v} - \mathfrak{v}'$.

Es ist die gesamte Verdampfungswärme

$$r = \rho + AP\mathfrak{w}.$$

Für die Größe ρ kann nach Zeuner gesetzt werden

$$\rho = 575{,}4 - 0{,}791\,t;$$

hiernach wird

$$AP\mathfrak{w} = r - \rho = 31{,}1 + 0{,}096\,t - 0{,}00002\,t^2 - 0{,}000\,000\,3\,t^3.$$

Da angenähert (unabhängig von der Temperatur) $\mathfrak{v}' = 0{,}001$, so wird das spezifische Volumen

$$\mathfrak{v} = \mathfrak{w} + 0{,}001$$

und das Gewicht von 1 cbm trockenem Dampf

$$\gamma = \frac{1}{\mathfrak{v}} = \frac{1}{\mathfrak{w} + 0{,}001}.$$

Die Werte für $\mathfrak{w}$ ergeben sich aus den Werten für $AP\mathfrak{w}$ durch Multiplikation mit $\frac{424}{P}$.

Der Unterschied zwischen der Gesamtwärme λ und der äußeren Verdampfungswärme $AP\mathfrak{w}$ wird nach Zeuner als Dampfwärme bezeichnet. Es ist hiernach diese Dampfwärme J auch diejenige Wärmemenge, welche von der Gesamtwärme nach Umsetzung eines Teiles derselben in äußere Arbeit übrig bleibt, d. h. es ist

$$J = \lambda - AP\mathfrak{w} = q + \rho.$$

Mit Hilfe der vorstehenden Gleichungen sind die in der nachstehenden Tabelle verzeichneten Werte von Zeuner berechnet.

Die Werte in den letzten drei Spalten dieser Tabelle sind in der weiteren mechanischen Wärmetheorie notwendig.

Tabelle für gesättigten Wasserdampf.

Druck (absolut) kg/qcm	Temperatur t	Flüssigkeitswärme q	Gesamtwärme λ	Verdampfungswärme gesamte r	Verdampfungswärme innere ρ	Verdampfungswärme äußere APw	$w = v - v'$ cbm/kg	Spez. Gewicht $\gamma = \frac{1}{v}$ kg/cbm	Entropie $\sigma = \int \frac{c\,dt}{T}$	$\frac{r}{T}$	Absolute Temperatur T
0,1	45,58	45,65	620,40	574,75	539,35	35,41	15,012	0,067	0,155	1,804	318,58
0,2	59,76	59,89	624,73	564,84	528,13	36,70	7,781	0,129	0,198	1,698	332,76
0,3	68,74	68,93	627,47	558,53	521,03	37,51	5,301	0,189	0,225	1,634	341,74
0,4	75,47	75,71	629,52	553,81	515,71	38,10	4,039	0,248	0,245	1,589	348,47
0,5	80,90	81,19	631,17	549,99	511,41	38,58	3,271	0,306	0,260	1,554	353,90
0,6	85,48	85,82	632,57	546,75	507,78	38,97	2,754	0,363	0,273	1,525	358,48
0,7	89,47	89,84	633,79	543,94	504,63	39,31	2,381	0,420	0,285	1,501	362,47
0,8	93,00	93,43	634,67	541,44	501,84	39,60	2,099	0,476	0,294	1,479	366,00
0,9	96,19	96,64	635,84	539,20	499,32	39,88	1,879	0,532	0,303	1,461	369,19
1,0	99,09	99,58	636,72	537,15	497,02	40,13	1,701	0,587	0,311	1,444	372,09
1,1	101,76	102,28	637,54	535,26	494,91	40,35	1,555	0,643	0,318	1,428	374,76
1,2	104,24	104,79	638,29	533,50	492,95	40,55	1,433	0,697	0,325	1,414	377,24
1,3	106,55	107,14	639,00	531,86	491,12	40,74	1,329	0,752	0,331	1,401	379,55
1,4	108,72	109,34	639,66	530,33	489,41	40,92	1,239	0,806	0,337	1,389	381,72
1,5	110,76	111,42	640,28	528,87	487,79	41,08	1,161	0,860	0,342	1,378	383,76
1,6	112,70	113,38	640,87	527,49	486,26	41,24	1,093	0,914	0,348	1,368	385,70
1,7	114,54	115,25	641,43	526,18	484,80	41,38	1,032	0,968	0,352	1,358	387,54
1,8	116,29	117,03	641,97	524,94	483,42	41,52	0,978	1,021	0,357	1,348	389,29
1,9	117,97	118,84	642,48	523,74	482,09	41,65	0,930	1,075	0,361	1,339	390,97
2,0	119,57	120,37	642,97	522,60	480,82	41,78	0,886	1,128	0,365	1,331	392,57
2,1	121,11	121,94	643,44	521,50	479,60	41,90	0,846	1,181	0,369	1,323	394,11
2,2	122,59	123,44	643,90	520,46	478,43	42,03	0,810	1,233	0,373	1,316	395,59
2,3	124,02	124,90	644,33	519,43	477,30	42,13	0,777	1,286	0,377	1,308	397,02
2,4	125,40	126,30	644,75	518,44	476,21	42,23	0,746	1,339	0,380	1,301	398,40
2,5	126,73	127,66	645,15	517,49	475,16	42,33	0,718	1,391	0,384	1,295	399,73
2,6	128,02	128,97	645,55	516,57	474,14	42,43	0,692	1,443	0,387	1,288	401,02
2,7	129,26	130,25	645,93	515,68	473,15	42,53	0,668	1,495	0,390	1,282	402,26
2,8	130,48	131,48	646,30	514,81	472,19	42,62	0,645	1,545	0,393	1,276	403,48
2,9	131,65	132,68	646,65	513,97	471,26	42,71	0,624	1,599	0,396	1,270	404,65
3,0	132,80	133,85	647,00	513,15	470,36	42,79	0,605	1,651	0,399	1,265	405,80
3,1	133,91	134,99	647,37	512,35	469,48	42,88	0,586	1,702	0,402	1,259	406,91
3,2	135,00	136,10	647,68	511,57	468,62	42,96	0,569	1,754	0,405	1,254	408,00
3,3	136,06	137,18	648,00	510,81	467,78	43,04	0,553	1,805	0,407	1,249	409,06
3,4	137,09	138,24	648,31	510,07	466,96	43,11	0,538	1,857	0,410	1,244	410,09
3,5	138,10	139,27	648,62	509,35	466,16	43,19	0,523	1,908	0,413	1,239	411,10
3,6	139,09	140,28	648,95	508,67	465,38	43,29	0,510	1,959	0,415	1,234	412,09
3,7	140,05	141,27	649,22	507,95	464,62	43,33	0,497	2,010	0,417	1,230	413,05
3,8	141,00	142,23	649,50	507,27	463,88	43,40	0,484	2,061	0,420	1,225	413,99
3,9	141,92	143,18	649,78	506,61	463,15	43,46	0,473	2,112	0,422	1,221	414,92

Druck (absolut) kg/qcm	Temperatur t	Flüssigkeitswärme q	Gesamtwärme λ	Verdampfungswärme gesamte r	Verdampfungswärme innere ρ	Verdampfungswärme äußere APw	$w = v - v'$ cbm/kg	Spez. Gewicht $\gamma = \frac{1}{v}$ kg/cbm	Entropie $\sigma = \int \frac{c\,dt}{T}$	$\frac{r}{T}$	Absolute Temperatur T
4,0	142,82	144,10	650,06	505,96	462,43	43,53	0,461	2,163	0,424	1,217	415,82
4,1	143,71	145,01	650,33	505,32	461,73	43,59	0,451	2,213	0,426	1,213	416,71
4,2	144,58	145,90	650,60	504,70	461,04	43,66	0,441	2,264	0,429	1,209	417,58
4,3	145,43	146,78	650,86	504,08	460,37	43,72	0,431	2,314	0,431	1,205	418,43
4,4	146,27	147,66	651,11	503,48	459,70	43,77	0,422	2,365	0,433	1,201	419,27
4,5	147,09	148,48	651,36	502,89	459,05	43,83	0,413	2,415	0,435	1,197	420,09
4,6	147,90	149,30	651,61	502,31	458,42	43,89	0,405	2,465	0,437	1,193	420,90
4,7	148,69	150,12	651,85	501,73	457,79	43,95	0,396	2,516	0,439	1,190	421,69
4,8	149,47	150,92	652,09	501,17	457,17	44,00	0,389	2,566	0,440	1 186	422,47
4,9	150,24	151,71	652,32	500,62	456,56	44,05	0,381	2,616	0,442	1,183	423,24
5,0	150,99	152,48	652,55	500,07	455,97	44,11	0,374	2,667	0,444	1,179	423,99
5,1	151,73	153,24	652,78	499,54	455,38	44,16	0,367	2,717	0,446	1,176	424,73
5,2	152,47	153,99	653,00	499,01	454,80	44,21	0,361	2,766	0,448	1,173	425,47
5,3	153,19	154,73	653,22	498,49	454,23	44,26	0,354	2,816	0,449	1,170	426,19
5,4	153,90	155,46	653,44	497,98	453,67	44,31	0,348	2,866	0,451	1,167	426,90
5,5	154,59	156,18	653,65	497,47	453,12	44,36	0,342	2,916	0,453	1,163	427,59
5,6	155,28	156,89	653,85	496,97	452,57	44,40	0,336	2,965	0,455	1,160	428,28
5,7	155,96	157,59	654,07	496,48	452,04	44,45	0,331	3,015	0,456	1,157	428,96
5,8	156,63	158,27	654,27	496,00	451,51	44,49	0,325	3,064	0,458	1,155	429,63
5,9	157,29	158,95	654,47	495,52	450,98	44,54	0,320	3,114	0,459	1,152	430,29
6,0	157,94	159,63	654,66	495,05	450,47	44,58	0,315	3,164	0,461	1,149	430,94
6,1	158,59	160,29	654,87	494,58	449,96	44,62	0,310	3,213	0,462	1,146	431,59
6,2	159,22	160,94	655,06	494,12	449,46	44,67	0,306	3,262	0,464	1,143	432,22
6,3	159,85	161,59	655,25	493,67	448,96	44,71	0,301	3,312	0,465	1,141	432,85
6,4	160,47	162,22	655,44	493,22	448,47	44,75	0,297	3,361	0,467	1,138	433,47
6,5	161,08	162,85	655,63	492,78	447,99	44,79	0,292	3,410	0,468	1,135	434,08
6,6	161,68	163,47	655,81	492,34	447,51	44,83	0,288	3,460	0,470	1,133	434,68
6,7	162,28	164,09	656,00	491,91	447,04	44,87	0,284	3,508	0,471	1,130	435,28
6,8	162,87	164,70	656,18	491,48	446,57	44,91	0,280	3,558	0,473	1,128	435,87
6,9	163,45	165,30	656,35	491,06	446,11	44,95	0,276	3,607	0,474	1,125	436,45
7,0	164,03	165,89	656,53	490,64	445,65	44,99	0,273	3,656	0,475	1,123	437,03
7,1	164,60	166,48	656,70	490,22	445,20	45,02	0,269	3,705	0,477	1,120	437,60
7,2	165,16	167,06	656,87	489,82	444,76	45,06	0,265	3,755	0,478	1,118	438,16
7,3	165,72	167,63	657,04	489,41	444,32	45,09	0,262	3,803	0,479	1,116	438,72
7,4	166,27	168,20	657,21	489,01	443,88	45,13	0,259	3,852	0,481	1,113	439,27
7,5	166,82	168,76	657,38	488,62	443,45	45,17	0,255	3,901	0,482	1,111	439,82
7,6	167,36	169,32	657,54	488,22	443,02	45,20	0,252	3,949	0,483	1,109	440,36
7,7	167,89	169,87	657,71	487,83	442,60	45,23	0,249	3,998	0,484	1,107	440,89
7,8	168,42	170,42	657,87	487,45	442,18	45,27	0,246	4,046	0,486	1,104	441,42
7,9	168,94	170,96	658,03	487,07	441,77	45,30	0,243	4,096	0,487	1,102	441,94
8,0	169,46	171,49	658,18	486,69	441,36	45,33	0,240	4,144	0,488	1,100	442,46
8,1	169,97	172,02	658,34	486,32	440,95	45,37	0,238	4,192	0,489	1,098	442,97
8,2	170,48	172,55	658,50	485,95	440,55	45,40	0,235	4,242	0,490	1,096	443,48
8,3	170,98	173,07	658,65	485,58	440,15	45,43	0,232	4,289	0,492	1,094	443,98
8,4	171,48	173,58	658,80	485,22	439,76	45,46	0,230	4,338	0,493	1,092	444,48

Druck (absolut) kg/qcm	Temperatur t	Flüssigkeitswärme q	Gesamtwärme λ	Verdampfungswärme gesamte r	Verdampfungswärme innere ρ	Verdampfungswärme äußere $A P \mathfrak{w}$	$\mathfrak{w} = \mathfrak{v} - \mathfrak{v}'$ cbm/kg	Spez. Gewicht $\gamma = \frac{1}{\mathfrak{v}}$ kg/cbm	Entropie $\sigma = \int \frac{c\,dt}{T}$	$\frac{r}{T}$	Absolute Temperatur T
8,5	171,98	174,09	658,95	484,86	439,37	45,49	0,227	4,387	0,494	1,090	444,98
8,6	172,47	174,60	659,10	484,50	438,98	45,52	0,224	4,436	0,495	1,088	445,47
8,7	172,95	175,10	659,24	484,15	438,60	45,55	0,222	4,484	0,496	1,086	445,95
8,8	173,43	175,60	659,40	483,80	438,22	45,58	0,220	4,532	0,497	1,084	446,43
8,9	173,91	176,09	659,54	483,45	437,84	45,61	0,211	4,580	0,498	1,082	446,91
9,0	174,38	176,58	659,69	483,11	437,47	45,64	0,215	4,629	0,499	1,080	447,38
9,1	174,85	177,06	659,83	482,77	437,10	45,67	0,213	4,677	0,501	1,078	447,85
9,2	175,31	177,54	659,97	482,43	436,73	45,70	0,211	4,725	0,502	1,076	448,31
9,3	175,77	178,02	660,11	482,09	436,37	45,73	0,209	4,773	0,503	1,074	448,77
9,4	176,23	178,49	660,25	481,76	436,01	45,76	0,206	4,821	0,504	1,072	449,23
9,5	176,68	178,96	660,39	481,43	435,65	45,78	0,204	4,870	0,505	1,071	449,68
9,6	177,13	179,42	660,52	481,10	435,29	45,81	0,202	4,918	0,506	1,069	450,13
9,7	177,57	179,88	660,66	480,78	434,94	45,84	0,200	4,964	0,507	1,067	450,57
9,8	178,01	180,34	660,80	480,45	434,59	45,86	0,198	5,014	0,508	1,065	451,01
9,9	178,45	180,79	660,93	480,14	434,25	45,89	0,197	5,062	0,509	1,064	451,45
10,00	178,89	181,24	661,06	479,82	433,90	45,92	0,195	5,109	0,510	1,062	451,89
10,25	179,96	182,35	661,39	479,03	433,05	45,98	0,190	5,229	0,512	1,058	452,96
10,50	181,01	183,44	661,71	478,27	432,22	46,04	0,186	5,349	0,515	1,053	454,01
10,75	182,04	184,51	662,02	477,51	431,41	46,10	0,182	5,469	0,517	1,049	455,04
11,00	183,05	185,56	662,33	476,77	430,61	46,16	0,178	5,589	0,519	1,045	456,05
11,25	184,05	186,60	662,64	476,04	429,82	46,22	0,174	5,707	0,522	1,042	457,05
11,50	185,03	187,61	662,93	475,32	429,04	46,28	0,171	5,826	0,524	1,038	458,03
11,75	185,99	188,61	663,23	474,62	428,28	46,33	0,167	5,944	0,526	1,034	458,99
12,00	186,99	189,59	663,52	473,92	427,53	46,39	0,164	6,063	0,528	1,030	459,99
12,25	187,87	190,56	663,80	473,24	426,80	46,44	0,161	6,183	0,530	1,027	460,87
12,50	188,78	191,51	664,08	472,57	426,07	46,49	0,158	6,300	0,532	1,023	461,78
12,75	189,69	192,45	664,35	471,90	425,36	46,54	0,155	6,417	0,534	1,020	462,69
13,00	190,57	193,38	664,63	471,25	424,66	46,59	0,152	6,534	0,536	1,017	463,57
13,25	191,45	194,29	664,90	470,61	423,96	46,64	0,149	6,656	0,538	1,013	464,45
13,50	192,31	195,18	665,16	469,97	423,28	46,69	0,147	6,773	0,540	1,010	465,31
13,75	193,16	196,07	665,41	469,34	422,61	46,74	0,144	6,890	0,542	1,007	466,16
14,00	194,00	196,94	665,69	468,73	421,95	46,78	0,142	7,006	0,544	1,004	467,00
14,25	194,83	197,81	665,92	468,12	421,29	46,83	0,139	7,126	0,546	1,001	467,83
14,50	195,64	198,66	666,17	467,52	420,65	46,87	0,137	7,244	0,548	0,998	468,64
14,75	196,45	199,50	666,42	466,92	420,01	46,91	0,135	7,362	0,549	0,995	469,45
15,00	197,24	200,32	666,66	466,34	419.38	46,96	0,133	7,477	0,551	0,992	470,24
16,00	200,32	203,53	667,60	464,07	416,95	47,12	0,125	7,943	0,558	0,980	473,32
17,00	203,26	206,67	668,49	461,83	414,62	47,21	0,118	8,418	0,565	0,970	476,26
18,00	206,07	209,54	669,35	459,81	412,40	47,41	0,112	8,865	0,571	0,960	479,07
19,00	208,75	212,35	670,17	457,82	410,28	47,54	0,106	9,328	0,577	0,950	481,75
20,00	211,34	215,07	670,96	455,89	408,23	47,66	0,101	9,794	0,582	0,941	484,34

Nach Temperaturen von 0° bis 120° geordnete bezügliche Werte für den gesättigten Wasserdampf s. Tabelle auf S. 698.

2. Wassergehalt des feuchten Dampfes.

Der aus dem Kessel kommende gesättigte Wasserdampf ist gewöhnlich mit Wasser gemischt.

Sind in 1 kg eines solchen Gemisches x kg trockener Dampf von der Flüssigkeitswärme q und der Verdampfungswärme r, so erhält dieser Dampf eine Wärmemenge

$$q + r x.$$

Bringt man diesen Dampf in ein Gefäß mit m kg kaltem Wasser, dessen Flüssigkeitswärme q_0 ist, so enthält dieses Wasser an Wärme $m q_0$ *WE.* Nach der Mischung sind $(1 + m)$ kg Wasser von der Flüssigkeitswärme q_1 vorhanden, — entsprechend einer Wärmemenge von $q_1 (1 + m)$ *WE.* Geht während der Kondensation des Dampfes keine Wärme verloren, so muß

$$q_1 (1 + m) = m q_0 + q + r x$$

sein, woraus sich der spezifische Dampfgehalt x im Anfangszustande berechnen läßt.

3. Zustandsänderungen einer Dampfmenge.

Geht das in einem Cylinder eingeschlossene Dampfvolumen v_1 bei der Spannung p_1 durch Expansion in ein Volumen v_2 über, so erhält man dessen Spannung p_2 für $t_1 = t_2$, d. h. im Falle einer in beiden Zuständen gleichen Temperatur, nach dem Mariotteschen Gesetz aus

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1},$$

woraus folgt

$$v_1 p_1 = v_2 p_2 = \text{konst.} \qquad 85$$

Trägt man die jeweiligen Spannungen p einer Dampfmenge und die zugehörigen Abscissen v als rechtwinklige Koordinaten auf, so erhält man das sog. Druck-Volumendiagramm. In diesem kann, wie angestellte Indikatorversuche erwiesen haben, die Expansionslinie (ebenso auch die Kompressionslinie) genau genug durch das Gesetz $p v =$ konst. ausgedrückt werden; sie ist eine gleichseitige Hyperbel, welche die Koordinatenachsen zu Asymptoten hat (vgl. S. 39), und stellt bei gesättigtem Wasserdampf zufällig dieselbe Kurve dar wie die Isotherme der Gase. Die Konstruktion der Isotherme ergibt sich aus Fig. 545, worin die (anfängliche) Dampfspannung p_a und die Endspannung der Expansion p_e als Ordinaten, die zugehörigen Volumen v_a und v_e (einschließlich des schädlichen Raumes) als Abscissen durch die Kolbenwege $s_0 + s_1$ bezw. $s_0 + s$ (s_0 für den schädlichen Raum) dargestellt sind. (Der Beweis der Konstruktion liegt in der Ähnlichkeit der Dreiecke oab und ofc, woraus folgt: $of : oa = fc : ab$.)

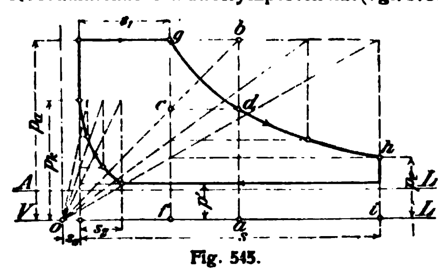


Fig. 545.

Es ist nach obigem Gesetz

$$p_e = p_a \frac{v_a}{v_e} = p_a \frac{s_0 + s_1}{s_0 + s}.$$

Während der Expansion des Dampfes wird aber Arbeit verrichtet, deren gleichwertige Wärmemenge zu ersetzen ist. Der expandierte Dampf muß daher Wärme abgeben, und es kann die Expansionslinie nur angenähert mit der Isotherme übereinstimmen. Während der Kompression wachsen dagegen die Spannungen und Temperaturen des Dampfes, weshalb die Kompressionslinie ebenfalls nur angenähert der Isotherme entsprechen kann. Der Verlauf der Kompressionslinie ergibt sich (für $v\,p =$ konst.) nach Fig. 545 in ähnlicher Weise wie diejenige der Expansionslinie, indem man aus der kleinen Anfangsspannung p' den Enddruck der Kompression

$$p_k = p' \frac{s_0 + s_2}{s_0}$$

rückwärts bestimmt.

Wird bei der Expansion oder Kompression des Dampfes diesem weder Wärme entzogen noch zugeführt, so heißt die betreffende Zustandsänderung adiabatisch. Für die Zustandskurve gilt in diesem Falle das sog. potenzierte Mariottesche Gesetz oder die Poissonsche Gleichung

$$p\,v^n = \text{konst.}$$

oder

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^n \quad . . \quad 86$$

worin für die bei Dampfmaschinen gewöhnlich vorkommenden Druckgrenzen und sonstigen Verhältnisse nach Zeuner für n ein Mittelwert, und zwar

$$n = 1{,}135,$$

gesetzt werden kann [1])

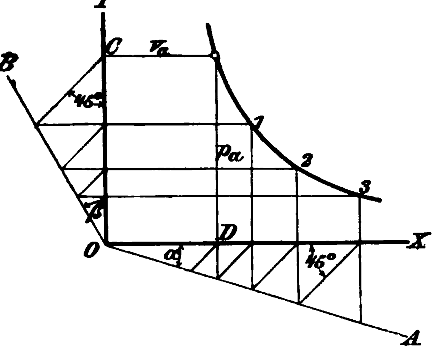


Fig. 546.

Zur Konstruktion der Adiabate kann man sich nach Brauer des folgenden Verfahrens bedienen [2]).

Man zieht in Fig. 546 unter einem beliebigen Winkel α gegen die X-Achse geneigt den Strahl OA und bestimmt den Winkel $YOB = \beta$ aus der Gleichung

$$(1 + \operatorname{tg} \beta) = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^n;$$

---

[1]) Der genaue Wert des Exponenten n ist abhängig von dem spezifischen Dampfgehalt der aus Wasser und Dampf bestehenden Mischung im Anfangszustande. Zeuner gibt für die Bestimmung von n die empirische Formel

$$n = 1{,}035 + 0{,}1\,x,$$

woraus z. B. für $x = 0{,}90$, d. h. für einen anfänglichen Wassergehalt der Mischung von 10%, folgt

$$n = 1{,}035 + 0{,}09 = 1{,}125.$$

[2]) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1885, S. 433.

alsdann zieht man von den dem gegebenen Anfangszustande $p_a v_a$ entsprechenden Punkten D und C abwechselnd senkrechte und unter 45° geneigte Linien zu den Koordinatenachsen in der aus Fig. 546 ersichtlichen Weise, so geben die Schnittpunkte 1, 2, 3 u. s. w. der zusammengehörigen Winkelrechten Punkte der verlangten Kurve. Je kleiner α gewählt wird, desto dichter rücken die Schnittpunkte aneinander — um so genauer wird also der Linienzug festgelegt (vergl. S. 601).

Die Arbeit (in mkg), welche der Dampf während der Expansion leistet, läßt sich ausdrücken durch die Fläche $fghi$ (Fig. 545), die zwischen der Expansionslinie und der Abscissenachse (Vakuumlinie) liegt.

Es kann dies dadurch geschehen, daß man diese Fläche, deren Begrenzungslinien $fg = y_0$ und $ih = y_{2n}$ senkrecht zu fi stehen, in eine gerade Anzahl $(2n)$ gleiche Teile t zerlegt und in den Teilpunkten Ordinaten $y_1, y_2 \ldots . y_{2n-1}$ errichtet. Dann ist angenähert der Inhalt der Fläche $fghi$ nach der sog. Simpsonschen Regel

$$F = {}^1/_3 (y_0 + 4 y_1 + 2 y_2 + 4 y_3 + \ldots . 2 y_{2n-2} + 4 y_{2n-1} + y_{2n})\, t.$$

Zur genaueren Bestimmung der Fläche $fghi$, also auch der Expansionsarbeit L, benutzt man die Gleichung

$$L = \int_{v_a}^{v_e} p\, dv \quad \ldots \ldots \ldots \quad 87$$

Für die Isotherme als Expansionslinie gilt

$$p = \frac{v_a p_a}{v},$$

womit nach Gl. 87

$$L = p_a v_a \int_{v_a}^{v_e} \frac{dv}{v},$$

oder integriert

$$L = p_a v_a (\ln v_e - \ln v_a) = p_a v_a \ln \frac{v_e}{v_a} = p_a v_a \ln \frac{1}{\varepsilon} =$$

$$2{,}3026\, p_a v_a \log \frac{p_a}{p_e} \text{ mkg} \quad \ldots \ldots \quad 88$$

wenn ε das Verhältnis des Anfangsvolumen zum Endvolumen, d. i. das Füllungsverhältnis $\frac{v_a}{v_e}$, bezeichnet.

Für die Adiabate als Expansionslinie gilt

$$p = \frac{p_a v_a^n}{v^n},$$

womit nach Gl. 87

$$L = p_a v_a^n \int_{v_a}^{v_e} \frac{dv}{v^n},$$

oder integriert

$$L = \frac{p_a v_a^n}{1-n}(v_e^{1-n} - v_a^{1-n}) = \frac{p_a v_a}{n-1}\left[1 - \left(\frac{v_a}{v_e}\right)^{n-1}\right] =$$

$$\frac{p_a v_a}{n-1}\left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \text{mkg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{89}$$

(Über den Wert von n s. S. 621.)

Gl. 88 kann auf elementarem Wege, wie folgt, abgeleitet werden. Es ist nach dem Mariotteschen Gesetz (S. 620)

$$\frac{p_1}{p} = \frac{v}{v_1} \text{ oder } p_1 v_1 = p v,$$

wenn p und p_1 die zu v und v_1 gehörigen Spannungen sind.

Bezeichnet Δv eine so kleine Änderung des Volumens, daß während derselben der zugehörige Druck p' als konstant angenommen werden kann, so ist die während dieser sehr kleinen Änderung geleistete Arbeit

$$L' = p' \Delta v = p' v' \frac{\Delta v}{v'}$$

oder, da auch $p' v' = p v$,

$$L' = p v \frac{\Delta v}{v'}.$$

Nimmt man in der Reihe

$$e^x = 1 + x + \frac{x^2}{1.2} + \frac{x^3}{1.2.3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{(s. S. 32)}$$

nur die ersten beiden Glieder, was ohne zu großen Fehler geschehen kann, wenn x sehr klein ist, so erhält man

$$e^x = 1 + x$$

oder

$$x = \ln(1 + x)$$

und, auf den vorliegenden Fall angewendet, da auch $\frac{\Delta v}{v'}$ ein sehr kleiner Wert ist,

$$\frac{\Delta v}{v'} = \ln\left(1 + \frac{\Delta v}{v'}\right),$$

somit

$$L' = p v \ln\left(1 + \frac{\Delta v}{v'}\right) = p v \ln\left(\frac{v' + \Delta v}{v'}\right) = p v \left[\ln\left(v' + \Delta v\right) - \ln v'\right] \quad . \quad . \quad \alpha$$

Zerlegt man den ganzen Volumenunterschied $v_1 - v$ in außerordentlich viele, also sehr kleine gleiche Teile von der Größe Δv, so daß

$$m \Delta v = v_1 - v,$$

und setzt in vorstehender Gl. α der Reihe nach für v':

$$v,\ v + \Delta v,\ v + 2\Delta v,\ v + 3\Delta v \ldots v + (m-1)\Delta v,$$

so ergibt sich durch Summation aller dieser Größen die Gesamtarbeit

$$L = \Sigma L'$$

oder

$$L = p v \begin{cases} \ln(v + \Delta v) - \ln v + \\ + \ln(v + 2\Delta v) - \ln(v + \Delta v) + \\ + \ln(v + 3\Delta v) - \ln(v + 2\Delta v) + \\ \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \\ \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \\ + \ln[v + (m-1)\Delta v] - \ln[v + (m-2)\Delta v] + \\ + \ln(v + m\Delta v) - \ln[v + (m-1)\Delta v]. \end{cases}$$

Da sich in diesem Ausdrucke das erste Glied jeder Zeile stets gegen das letzte Glied der folgenden Zeile weghebt, folgt

$$L = p v [\ln (v + m \Delta v) - \ln v]$$

und, da $v + m \Delta v = v_1$, auch

$$L = p v (\ln v_1 - \ln v) = p v \ln \frac{v_1}{v} = p v \ln \frac{1}{\varepsilon}.$$

Auch Gl. 89 läßt sich auf elementarem Wege ableiten (siehe Bernoullis Dampfmaschinenlehre, 8. Aufl., S. 62; Stuttgart 1900, A. Bergsträßer).

b) Überhitzter Wasserdampf.

Wird gesättigtem Wasserdampf, der von seiner Flüssigkeit getrennt ist, weitere Wärme zugeführt, so geht er, sobald das noch in ihm enthaltene Wasser verdampft ist, in den überhitzten Zustand über.

Für die adiabatische Expansion von überhitztem Wasserdampf kann man die entsprechende Formel für gesättigten Wasserdampf $p v^n =$ konst. benutzen mit

$$n = 1{,}333,$$

doch nur solange der Dampf im Zustand der Überhitzung ist, d. h. kein Übertritt in das Sättigungsgebiet stattfindet. Demnach wird die Expansionsarbeit bei adiabatischer Zustandsänderung nach Gl. 89

$$L = \frac{p_a v_a}{0{,}333} \left[1 - \left(\frac{v_a}{v_e}\right)^{0{,}333}\right] = \frac{p_a v_a}{0{,}333} \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{0{,}25}\right] \text{mkg}.$$

Zur genaueren Darstellung des Verhaltens von überhitztem Wasserdampf kann die von Zeuner ermittelte Zustandsgleichung

$$p v = R T - C p^m \text{ mkg} \quad \ldots\ldots \quad 90$$

dienen, worin $T = 273 + t'$ die absolute Temperatur des Dampfes bedeutet und der Exponent $m = 0{,}25$ zu nehmen ist. Die Konstanten R und C sind für die Spannungen p in kg/qcm und das Volumen v in cbm

$$R = 0{,}005\,09; \quad C = 0{,}1925.$$

Gl. 90 läßt sich auch schreiben

$$p v = R \left(T - \frac{C}{R} p^m\right)$$

und nach Einsetzung obiger Werte für die Konstanten

$$p v = 0{,}005\,09 \left(T - 37{,}794\,75 \sqrt[4]{p}\right) \text{ mkg}.$$

Bezeichnet t die Temperatur des gesättigten, t' — wie oben — die des überhitzten Dampfes, so pflegt man die Gesamtwärme des überhitzten Dampfes λ' fast allgemein zu setzen

$$\lambda' = 606{,}5 + 0{,}305\, t + 0{,}48\, (t' - t).$$

Die beiden ersten Glieder dieser Gleichung stellen die Flüssigkeits- und Verdampfungswärme (vergl. S. 616), das letzte Glied mit dem Werte $c_p = 0{,}48$ für die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes (bei unveränderlichem Druck) die Überhitzungswärme dar[1].

[1]) Der Wert $c_p = 0{,}48$ soll nach C. v. Bach (Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 729) für stark überhitzten Dampf zu niedrig sein (vergl. in bezug hierauf auch die neueren Untersuchungen von Grießmann und von Weyrauch in der Z. d. V. d. I. 1903, S. 1852 bezw. 1904, S. 24).

Nach C. Dieterici (Z. d. V. d. I. 1905, S. 362) kann man als Mittelwert für die spezifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes $c_p = 0{,}6 \frac{WE}{^\circ C}$ setzen.

c) Carnotscher Kreisprozefs.

Unter Kreisprozeß im allgemeinen versteht man eine Reihenfolge von Druck- und Volumenveränderungen eines Gases, bei der demselben derart Wärme zugeführt und entzogen wird, daß der Endzustand des Gases gleich dem Anfangszustande ist. Die Spannungskurven eines Kreisprozesses bilden also einen in sich zurückkehrenden Linienzug, dessen Teilstrecken jedoch verschieden verlaufen können. Bei dem Carnotschen Kreisprozeß setzen sich die Spannungskurven aus zwei Isothermen und zwei Adiabaten zusammen. Dieser Kreisprozeß ist „vollkommen“, weil er für eine gegebene Temperaturgrenze die theoretisch günstigste Wärmeausnutzung, also den höchsten thermischen Wirkungsgrad, ermöglicht; er eignet sich insbesondere zur Erläuterung der Gesetze, nach denen in den Dampfmaschinen die Umsetzung der Wärme des Dampfes in mechanische Arbeit erfolgt.

Dehnt sich ein in einem Cylinder eingeschlossenes Dampfvolumen von v_1 cbm, p_1 kg/qm Druck und T^0 absoluter Temperatur zufolge der Vorwärtsbewegung des Kolbens aus der Anfangsstellung 1 (Fig. 547) isothermisch bis zum Punkte 2 aus, so muß, um die Temperatur T unverändert zu erhalten, eine Wärmemenge Q' zugeführt werden. Von Punkt 1 bis Punkt 2 ist die Dampfspannung von p_1 auf p_2 kg/qm gefallen; an äußerer Arbeit wurde nach Gl. 88 L' mkg geleistet, welche den Flächenstreifen $F' = 1\,2\,II\,I$ entspricht.

Fig. 547.

Die zwischen 1 und 2 zugeführte Wärmemenge ist also

$$Q' = A\,L' = A\,F'\,WE,$$

wenn A das mechanische Wärmeäquivalent bedeutet.

Von Punkt 2 bis Punkt 3 verlaufe die Ausdehnung adiabatisch; dann wird die Temperatur des Dampfes von T^0 auf T_0^0, die Spannung desselben von p_2 auf p_3 kg/qm sinken und nach Gl. 89 eine äußere Arbeit L_1 geleistet, die dem Flächenstreifen $F_1 = 2\,3\,III\,II$ entspricht. Die dem Dampfe entzogene Wärmemenge beträgt daher

$$U_1 = A\,L_1 = A\,F_1\,W\,E.$$

Die zwischen Punkt 1 und 2 zugeführte Wärmemenge Q' hat also während des Ausdehnungshubes insgesamt $L' + L_1$ mkg Arbeit geleistet, die in der Fläche $1\,2\,3\,III\,I$ dargestellt ist.

Bei der Rückwärtsbewegung des Kolbens werde der Dampf bis zum Punkte 4 isothermisch zusammengedrückt; es muß dann eine Wärmemenge Q'' nach außen abgeleitet werden, um, trotz der Spannungszunahme von p_3 auf p_4 kg/qm, die Temperatur T_0' unverändert zu erhalten.

Die Verdichtungsarbeit L'' berechnet sich nach Gl. 88; ihr entspricht die Diagrammfläche $F'' = 3\,III\,IV\,4$, deren Wärmebetrag

$$Q'' = A\,L'' = A\,F''\,W\,E$$

ist.

Vollzieht sich von Punkt 4 an die Verdichtung wieder adiabatisch, so wird bei entsprechender Wahl des Punktes 4 bezw. des Volumens v_4

im inneren Totpunkte 1 des Kolbens die anfängliche Spannung und Temperatur des Dampfes p_1 bezw. T wieder erreicht. Die zwischen Punkt 4 und 1 verbrauchte Arbeit L_2 bestimmt Gl. 89; ihre Fläche im Diagramm ist $F_2 = 4\,IV\,I\,1$ und die erzeugte innere (Verdichtungs-) Wärme

$$U_2 = A\,L_2 = A\,F_2\,WE.$$

Die schraffierte Fläche $1\,2\,3\,4 = F$ gibt die durch diesen „vollkommenen" Kreisprozeß gewonnene äußere Wärmearbeit

$$L = L' + L_1 - L'' - L_2 \text{ mkg} \quad \ldots \ldots \quad \mathbf{91}$$

an; sie entspricht dem Unterschiede zwischen der zugeführten Wärmemenge Q' und der abgeführten Wärmemenge Q''

$$L = \frac{Q' - Q''}{A} = \frac{Q}{A},$$

wofür, da in Gl. 91 die Glieder L_1 und L_2 der inneren Arbeit gleich groß sind, auch gesetzt werden kann

$$L = L' - L''.$$

Nun ist nach Gl. 88

$$L' = 2{,}3026\, p_2\, v_2 \log \frac{v_2}{v_1} \text{ und } L'' = 2{,}3026\, p_3\, v_3 \log \frac{v_3}{v_4},$$

oder, da nach dem vereinigten Mariotte-Gay-Lussacschen Gesetze (vergl. S. 597)

$$\frac{v_2 p_2}{T} = \frac{v_3 p_3}{T_0} = R \text{ (für Wasserdampf} \sim 47\text{)},$$

auch

$$L' = 2{,}3026\, R\, T \log \frac{v_2}{v_1} \text{ und } L'' = 2{,}3026\, R\, T_0 \log \frac{v_3}{v_4},$$

somit

$$L = 2{,}3026\, R\, T \log \frac{v_2}{v_1} - 2{,}3026\, R\, T_0 \log \frac{v_3}{v_4}.$$

Da für die adiabatischen Veränderungen $\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_4}$ ist, folgt ferner

$$L = 2{,}3026\, R\,(T - T_0) \log \frac{v_2}{v_1} = 2{,}3026\, R\, T \frac{T - T_0}{T} \log \frac{v_2}{v_1}.$$

Hierin entspricht das Glied

$$2{,}3026\, R\, T \log \frac{v_2}{v_1} \text{ der Wärmearbeit } \frac{Q'}{A},$$

nach deren Einführung sich endlich ergibt

$$L = \frac{Q'}{A} \frac{T - T_0}{T} = \frac{Q'}{A}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad \ldots \ldots \quad \mathbf{92}$$

oder in Worten: Die theoretische Wärmearbeit L des vollkommenen (Carnotschen) Kreisprozessess hängt außer von der zugeführten Wärmemenge Q' von dem Verhältnis $\frac{T_0}{T}$ der Grenztemperaturen ab. Je kleiner dieses Verhältnis, d. h. je kleiner T_0 im Verhältnis zu T ist, um so mehr wird von der zugeführten Wärmemenge nutzbar gemacht.

Um eine große Wärmeausnutzung zu erzielen, soll daher der Dampf mit einer möglichst hohen Temperatur in den Cylinder eintreten und diesen mit einer möglichst niedrigen Temperatur verlasssen!

Man nennt den beschriebenen Arbeitsvorgang auch „umkehrbar", weil die einzelnen Zustandsänderungen in umgekehrter Reihenfolge, also z. B. mit der Verdichtung beginnend, zu dem gleichen Endergebnis führen würden (s. unter „Der Kreisprozeß der Verbrennungsmotoren").

Der thermische Wirkungsgrad η_t des Carnotschen Kreisprozesses gibt das Verhältnis der in äußere bezw. nutzbare Arbeit umgesetzten Wärme zu der insgesamt zugeführten (verbrauchten) Wärmemenge an. Ist wieder Q' die zugeführte, Q'' die abgeführte und $Q' - Q'' = Q$ die in äußere Arbeit verwandelte Wärmemenge, so folgt mit Benutzung der Gl. 92

$$\eta_t = \frac{Q' - Q''}{Q'} = \frac{Q}{Q'} = \frac{A\,L}{Q'} = \frac{T - T_0}{T} = 1 - \frac{T_0}{T} \quad . \quad . \quad 93$$

Aus der Ableitung dieser Gleichung ergibt sich, daß für den vollkommenen Kreisprozeß die Beziehung besteht

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{T}{T_0} \text{ also auch } \frac{Q'}{T} = \frac{Q''}{T_0},$$

d. h. in Worten: „In einem vollkommenen Kreisprozesse sind die zugeführten und abgeführten Wärmegewichte $\frac{Q}{T}$ einander gleich."

d) Wärmediagramm.

Gibt man der Gl. 92 (S. 626) die Form

$$Q = A\,L = \frac{Q'}{T}(T - T_0),$$

worin — nach Zeuner — $\frac{Q'}{T}$ das Wärmegewicht und ferner $T - T_0$ das Temperaturgefälle bedeutet, so läßt sich auch aussprechen: In einem vollkommenen Kreisprozeß ist die in äußere Arbeit verwandelte Wärmemenge Q gleich dem Produkt aus Wärmegewicht und Temperaturgefälle.

Nun ist, da Q' die zugeführte, Q'' die abgeleitete Wärme bedeutet — beide Größen somit entgegengesetzte Vorzeichen haben

$$\frac{Q'}{T} + \frac{Q''}{T_0} = o.$$

Denkt man sich den Carnotschen Kreisprozeß in eine unendliche Anzahl kleiner Prozesse zerlegt, so gilt auch für die Gesamtheit der Elementar-Prozesse

$$\Sigma \frac{Q}{T} = o \text{ oder } \int \frac{d\,Q}{T} = o.$$

Der Ausdruck $\int \frac{d\,Q}{T}$ wird — nach Clausius — die Entropie des Dampfes genannt. Dieselbe bleibt in einem geschlossenen Kreisprozeß unverändert, d. h. sie kehrt genau so wie Druck, Temperatur

und Volumen des Dampfes zu jenem Werte zurück, den sie beim Beginne des Kreisprozesses hatte.

Trägt man die Entropie $\int \frac{dQ}{T}$ eines Körpers und seine absolute Temperatur T als rechtwinklige Koordinaten auf, so erhält man das sog. **Wärmediagramm**, welches eines der wichtigsten Hilfsmittel zur Darstellung der Vorgänge in den Wärmekraftmaschinen bildet.

Die Entropie des **gesättigten** (trockenen) Dampfes von der Gesamtwärme $\lambda = q + r$ (vergl. S. 616) setzt sich aus zwei verschiedenen Teilen zusammen. Der erste Teil ist die Summe aller elementaren Wärmegewichte $\frac{dq}{T}$, die während der **Erwärmung** der Flüssigkeit bei veränderlicher (zunehmender) Temperatur mitgeteilt werden, und ist also $= \int \frac{dq}{T}$. Der zweite Teil ist die Summe aller elementaren Wärmegewichte $\frac{dr}{T}$, die während der **Verdampfung** bei gleichbleibender Temperatur mitgeteilt werden, und ist also $= \frac{1}{T}\int dr = \frac{r}{T}$. Die Entropie des gesättigten (trockenen) Dampfes ist daher

$$\int \frac{dQ}{T} = \int \frac{dq}{T} + \frac{r}{T} = \int \frac{c\,dt}{T} + \frac{r}{T} = \sigma + \frac{r}{T} \quad . \quad . \quad 94$$

Hiermit lassen sich **entropische Kurven** des trockenen Dampfes mit Benutzung der in den drei letzten Spalten der Tabelle für gesättigten Wasserdampf (S. 617 bis 619) enthaltenen Werte $\sigma = \int \frac{c\,dt}{T}$[1], $\frac{r}{T}$ und T aufzeichnen. Die zwischen Zustandslinie, Entroprieachse (Abscissenachse) und Endordinaten liegenden Flächen stellen die der Flüssigkeit zugeführte Wärme Q' dar.

Das Wärmediagramm einer **vollkommenen** Dampfmaschine, d. h. einer solchen Maschine, in der der Dampf einen Carnotschen Prozeß vollführt, ist ein Rechteck (Fig. 548), dessen Seiten — zwei Isothermen und zwei Adiabaten — den Koordinatenachsen parallel sind.

Die Fläche $abfe$ stellt die aufgenommene Wärme Q', die Fläche $cdfe$ die abgegebene Wärme Q'' dar, so daß die in Arbeit umgesetzte Wärme $Q = Q' - Q''$ (in WE gemessen) durch die schraffierte Fläche $abdc$ gegeben ist.

Der Wirkungsgrad des Carnotschen Kreisprozesses ist nach Gl. 93

$$\eta_t = \frac{Q' - Q''}{Q'} = \frac{T - T_0}{T} = 1 - \frac{T_0}{T}.$$

---

[1] Mit $c = 1 + 0{,}000\,04\,t + 0{,}000\,000\,9\,t^2$ (vergl. S. 589) und $T = 273 + t$ bestimmt sich das obige Integral

$$\int \frac{c\,dt}{T} = 2{,}431\,889\,3 \log T - 0{,}000\,205\,7\,t - 0{,}000\,000\,45\,t^2 - 5{,}924\,478.$$

In dem einer idealen (jedoch ohne Kompression arbeitenden) Dampfmaschine zugrunde liegenden Kreisprozeß dehnt sich der mit der Temperatur T in den Cylinder tretende Dampf in diesem adiabatisch aus, bis seine Temperatur auf T_0 gesunken ist. (Man nennt eine so weit getriebene Expansion eine „vollständige".) Darauf wird der Dampf bei der Temperatur T_0 isothermisch kondensiert und sodann als Wasser in den Kessel zurückgeführt.

Um das Wärmediagramm dieses Kreisprozesses zu erhalten, verfolgen wir 1 kg Wasser von der Temperatur T'_0 von dem Augenblicke a (Fig. 549), an, wo es im Kessel erhitzt wird. Hierdurch ändert sich sein Zustand auf der Kurve ab (linke oder untere Grenzkurve) bis zum Punkte b derselben, in dem die Dampfbildung beginnt. bc entspricht der Änderung der Entropie des Wassers während der Verdampfung bei konstanter Temperatur T. Durch die adiabatische Ausdehnung ändert sich der Zustand längs der

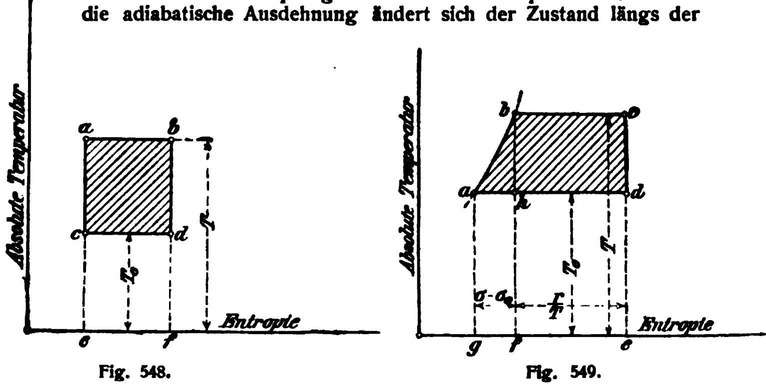


Fig. 548. Fig. 549.

— wie alle Adiabaten — parallel zur Temperaturachse liegenden Geraden cd. Ist der Dampf in d auf die Temperatur T_0 gesunken, so wird er im Kondensator gekühlt. Längs der parallel zur Entropieachse liegenden Geraden da findet sodann Kondensation statt, und im Punkte a derselben ist der Kreisprozeß beendet.

Die Fläche $gabf$ stellt die während der Erhitzung des Speisewassers im Kessel, die Fläche $fbce$ die während der Verdampfung aufgenommene Wärme dar. Die abgegebene Wärme ist durch die Fläche $edag$ bestimmt, so daß die geleistete Arbeit der schraffierten Fläche $abcda$ entspricht.

Eine nach dem Carnotschen Kreisprozeß arbeitende Maschine würde das Diagramm $hbcd$ ergeben; die vorliegende Maschine gibt eine um die Fläche abh größere Leistung. Diese Fläche ist jedoch durch eine Wärmemenge gewonnen worden, die außer Verhältnis zur erzielten Leistung steht.

Der thermische Wirkungsgrad der idealen Dampfmaschine ist daher geringer als der des Carnotschen Prozesses.

In der wirklichen Dampfmaschine läßt man aus wirtschaftlichen Gründen u. s. w. den Dampf nicht bis auf die Temperatur des Kon-

densators expandieren, sondern bricht die Expansion schon ab, ehe der Dampf diese Temperatur — im Mittel etwa 40° C. — erreicht hat. (Man nennt die verkürzte Expansion eine „unvollständige“.)

Aus dem Schaubilde (Fig. 550) sind für die Anfangstemperaturen $T - 273 = 210^0$, 200^0, 180^0, 160^0, 140^0 die Wirkungsgrade η_t, η_i' und η_i'' des Carnotschen und des Dampfmaschinenprozesses mit vollständiger und unvollständiger Expansion des Arbeitsdampfes für verschiedene Kondensatorspannungen (t_k) zu entnehmen (vergl. Schreber, „Die Kraftmaschinen“, Leipzig 1903, B. G. Teubner).

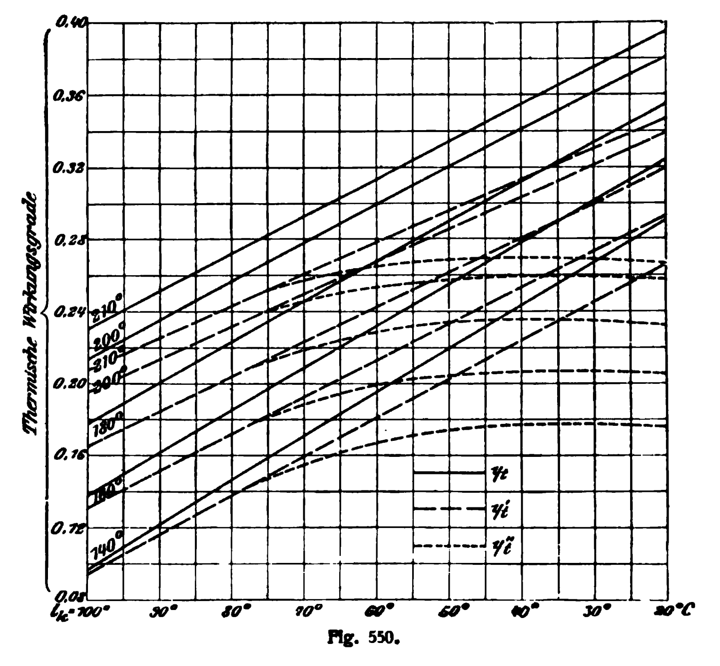


Fig. 550.

Man sieht, daß die Kurven der unvollständigen Expansion mit abnehmender Kondensatorspannung nur wenig steigen.

Da bei der wirklichen Dampfmaschine das Speisewasser fast stets eine andere (niedrigere) Temperatur als der Kondensator hat, lassen sich geschlossene Prozesse in der Praxis zumeist nicht erzielen.

Bei einem Vergleiche der Leistung einer wirklichen Maschine mit jener der idealen Maschine sind außer den bereits genannten Verlusten infolge der unvollständigen Expansion sowie denjenigen, die sich aus dem Unterschiede der Kondensatorspannung und der der niedrigeren Temperatur des Speisewassers entsprechenden Spannung ergeben, noch weitere Verlustquellen — Drosselung während der Ein- und Ausströmung, Verluste infolge des schädlichen Raumes, Kondensation des

Dampfes während der Admission und Kompression, verbunden mit Wiederverdampfung während der Expansion und Ausströmung, hervorgerufen durch den Einfluß der metallenen Wände des Cylinders und Kolbens, direkte Dampfverluste durch Undichtheiten und andere — in Betracht zu ziehen.

Diese gesamten Verluste haben zur Folge, daß der thermische Wirkungsgrad einer wirklichen Dampfmaschine noch kleiner als der Wirkungsgrad einer vollkommenen, jedoch zwischen denselben Temperaturgrenzen arbeitenden Maschine ist.

Die Entropie des bis zu einer Temperatur T^0 überhitzten Dampfes erhält man aus dem Ausdrucke der Entropie gesättigten Dampfes (Gl 94) durch Hinzufügung eines Summanden von der Form $c_p \ln \frac{T'}{T}$, worin $c_p =$ 0,48 die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes (bei unveränderlichem Druck) bedeutet (vergl. Fußnote auf S. 624).

Es ist somit die Entropie des überhitzten Dampfes

$$\sigma + \frac{r}{T} + 0{,}48 \ln \frac{T'}{T}.$$

In dem Wärmediagramm (Fig. 551) zeigt die Linie cm die Vermehrung der Entropie infolge der Überhitzung, gerechnet für verschiedene Werte von T'.

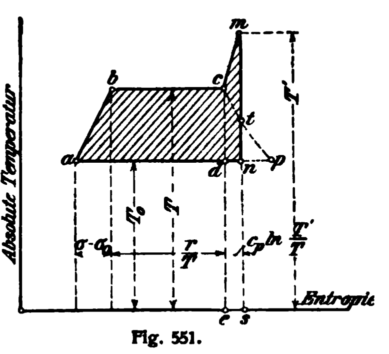


Fig. 551.

Nach erfolgter Überhitzung bis zu einem bestimmten Betrage wird der Kreisprozeß durch die adiabatische Expansion mn bis herab auf die Temperatur T_0 und darauffolgende Kondensation na geschlossen.

Infolge der Überhitzung ist die geleistete Arbeit um die Fläche $dcmn$, die aufgenommene Wärme um diejenige $ecms$ vermehrt worden. Die zusätzliche Wärme ist im Verhältnis zur ganzen aufgenommenen Wärme zu gering, um eine wesentliche Erhöhung des Wirkungsgrades hervorbringen zu können. Es wird jedoch infolge der Überhitzung des Dampfes eine Kondensation desselben bei Berührung mit den Cylinderwandungen u. s. w. verhindert, was für die Wirtschaftlichkeit des Betriebes einer Dampfmaschinenanlage von größter Bedeutung ist.

Wenn man bei verschiedenen Drücken die Zustandsänderungen in Fig. 551 einträgt, so erhält man von der Kurve ab aus zur Entropieachse parallele Geraden, deren jeweilige Länge gleich dem dem betreffenden Drucke entsprechenden Werte von $\frac{r}{T}$ ist. Verbindet man die Endpunkte dieser Geraden, so erhält man eine Kurve cp (rechte oder obere Grenzkurve), die das Gebiet der gesättigten Dämpfe von dem rechts von ihr liegenden Gebiet der überhitzten Dämpfe trennt. Der Schnittpunkt t dieser Kurve mit der Adiabate mn gibt jenes Stadium der Expansion an, in dem der Dampf aufhört überhitzt

zu sein. In diesem Punkte t ist der Dampf trocken und gesättigt; mit fortschreitender Expansion wird derselbe feucht, und mit Ende der Expansion beträgt der kondensierte Teil $\frac{np}{ap}$ des ganzen Dampfes.

Diejenige Temperatur T', auf welche der Dampf überhitzt werden muß, damit er nach adiabatischer Expansion wieder in den gesättigten Zustand übergeht, erhält man in der Ordinate des Schnittpunktes der Senkrechten im Endpunkte p der Kurve cp mit der Verlängerung der Kurve cm.

Das Wärmediagramm kann hiernach auch zur Bestimmung der Trockenheit des Dampfes in irgend einem Stadium der adiabatischen Expansion dienen.

B. Berechnung der Dampfmaschinen (Naßdampfmaschinen).

a) Analytische Berechnung[1].

Bezeichnet

N_i die indizierte und N_n die effektive Leistung (Nutzleistung) in Pferdestärken (PS_i bezw. PS_n),

$\eta = \frac{N_n}{N_i}$ den Wirkungsgrad, p_0 die absolute Kesselspannung in atm,

p die mittlere absolute Einströmungsspannung in atm,

p' die mittlere absolute Ausströmungsspannung in atm,

p_i die indizierte Spannung in atm,

d den Cylinderdurchmesser in m, F die wirksame Kolbenfläche in qm,

s den Kolbenhub in m, $r = 0{,}5\,s$ den Kurbelhalbmesser in m,

s_1 den Kolbenweg bis zur Absperrung in m,

mithin

$\varepsilon = s_1 : s$ das Füllungsverhältnis (die Füllung), bei den Mehrcylindermaschinen bezogen auf den Niederdruckcylinder (sog. reduzierte Füllung),

m den Koeffizienten für den schädlichen Raum, so daß dessen Größe $Fs_0 = mFs$ (in cbm) ist,

n die minutliche Umdrehungszahl, c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek,

so gilt zur vorläufigen Ausmittelung für eine herzustellende Dampfmaschine von bestimmter Leistung

$$N_n = \eta\, N_i = \frac{10\,000}{75}\,\eta\, p_i\, F c.$$

1. Eincylindermaschinen.

Mit Benutzung des Gesetzes $p\,v =$ konst. ergibt sich bei Vernachlässigung der Vor-Ausströmung, der Kompression und der Vor-Einströmung des Dampfes die mittlere indizierte Spannung zu

$$p\left[\frac{s_1}{s} + \left(\frac{s_1}{s} + m\right)\ln\frac{1+m}{\frac{s_1}{s}+m}\right] - p'.$$

---

[1]) Vergl. Jos. Hrabák: „Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker“, 3. Aufl. Berlin, Julius Springer.

Unter Berücksichtigung der genannten Vorgänge bei der Dampfverteilung im Cylinder läßt sich die indizierte Spannung ausdrücken durch

$$p_i = f\,p - f'\,p',$$

worin $f = \left[\frac{s_1}{s} + \left(\frac{s_1}{s} + m\right) \ln \frac{1+m}{\frac{s_1}{s} + m}\right] k$ und f' die Spannungskoeffizienten für p und p' bedeuten.[1])

Es ist k ein Koeffizient, der mit Rücksicht auf die Vor-Ausströmung und Vor-Einströmung des Dampfes sowie anderer etwaiger Abweichungen von der für die Berechnung zugrunde gelegten Dampfverteilung zu wählen ist, wohingegen f' von der Größe der Kompression abhängig ist.

Bezeichnen $s_2 : s$, $s_3 : s$ und $s_4 : s$ die relativen Kolbenwege bei Beginn der Vor-Ausströmung, der Kompression und der Vor-Einströmung, und berücksichtigt man ferner die Größe der Droßlung ϑ in dem Sinne, daß für die Einströmung bei der mittleren Spannung p

$$\begin{aligned} &\text{die Dampf-Anfangsspannung} = (1 + \vartheta)\,p, \\ &\text{die Dampf-Endspannung} \quad\; = (1 - \vartheta)\,p \end{aligned}$$

beträgt, so ist allgemein nach Hrabák

$$f = \frac{s_1}{s} + (1 - \vartheta)\left(\frac{s_1}{s} + m\right) \ln \frac{\frac{s_2}{s} + m}{\frac{s_1}{s} + m} + 0{,}5\,(1 - \vartheta)\,\frac{\frac{s_1}{s} + m}{\frac{s_2}{s} + m}\left(1 - \frac{s_2}{s}\right) - 0{,}5\,(1 + \vartheta)\left(1 - \frac{s_4}{s}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{95}$$

$$f' = \frac{s_3}{s} + 1{,}1\left(1 - \frac{s_3}{s} + m\right) \ln \frac{1 - \frac{s_3}{s} + m}{1 - \frac{s_4}{s} + m} + 0{,}55\,\frac{1 - \frac{s_3}{s} + m}{1 - \frac{s_4}{s} + m}\left(1 - \frac{s_4}{s}\right) - 0{,}5\left(1 - \frac{s_2}{s}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{96}$$

Im Mittel kann bei Maschinen mit Expansionssteuerung $s_2 : s = 0{,}96$, $s_3 : s = 0{,}94$ und $s_4 : s = 0{,}998$ gesetzt werden. Damit ergeben sich zunächst die Werte von f' in Gl. 96 als von der Größe m (des schädlichen Raumes) allein abhängig; es wird z. B. für $m = 0{,}05 : f' = 1{,}013$, für $m = 0{,}025 : f' = 1{,}031$.

---

[1]) Für Heißdampfmaschinen gilt mit Benutzung des Gesetzes $p\,v^n =$ konst. im analogen Falle

$$f = \left\{\frac{s_1}{s} + \frac{\frac{s_1}{s} + m}{n - 1}\left[1 - \left(\frac{\frac{s_1}{s} + m}{1 + m}\right)^{n-1}\right]\right\} k.$$

Hierin kann gesetzt werden:
Für mittelhohe Überhitzungen (80° bei großen, 120° bei kleinen Füllungen) $n = 1{,}1$ bezw. $1{,}25$;
für sehr hohe Überhitzungen (120° bei großen, 160° bei kleinen Füllungen) $n = 1{,}15$ bezw. $1{,}25$.
(Vergl. Jos. Hrabák: „Theorie und praktische Berechnung der Heißdampfmaschinen", Berlin 1904, Julius Springer.)

Aus Gl. 95 folgt für alle Eincylindermaschinen (ausgenommen die mit Kulissensteuerung)

$$f = \frac{s_1}{s} + (1 - \vartheta)\left(\frac{s_1}{s} + m\right)\left\{\ln\frac{0,96 + m}{\frac{s_1}{s} + m} + \frac{0,02}{0,96 + m}\right\} - 0,001\,(1 + \vartheta).$$

Hiernach sind für mäßige und starke Droßlung — $\vartheta = 0,05$ bezw. 0,20 — und für den Koeffizienten $m = 0,025, 0,035$ und $0,05$ (des schädlichen Raumes) die den Füllungen $\frac{s_1}{s} = 0,8$ bis 0,05 entsprechenden Werte von f und f' der mit Auspuff oder Kondensation arbeitenden Eincylindermaschinen berechnet und in der nachstehenden Tabelle zusammengestellt worden.

Werte der Spannungskoeffizienten f und f' zur Ermittelung der indizierten Spannung $p_i = fp - f'p'$ für Eincylindermaschinen.

Füllung $\frac{s_1}{s}$	Werte des Spannungskoeffizienten f für					
	$m = 0,05$		$m = 0,035$		$m = 0,025$	
	$\vartheta = 0,05$	$\vartheta = 0,20$	$\vartheta = 0,05$	$\vartheta = 0,20$	$\vartheta = 0,05$	$\vartheta = 0,20$
0,8	0,945	0,929	0,954	0,929	0,954	0,929
0,7	0,925	0,889	0,924	0,889	0,924	0,888
0,6	0,883	0,838	0,882	0,837	0,881	0,836
0,5	0,827	0,775	0,825	0,773	0,823	0,772
0,4	0,753	0,697	0,749	0,694	0,747	0,692
0,333	0,692	0,635	0,687	0,631	0,683	0,628
0,3	0,658	0,601	0,652	0,596	0,648	0,592
0,25	0,600	0,545	0,593	0,539	0,588	0,534
0,20	0,535	0,482	0,526	0,474	0,519	0,468
0,15	0,460	0,411	0,448	0,401	0,430	0,394
0,125	0,418	0,372	0,405	0,360	0,394	0,352
0,10	0,373	0,330	0,358	0.317	0,346	0,307
0,07	0,314	0,275	0,295	0,259	0,282	0,248
0,05	0,270	0,235	0,249	0,217	0,234	0,205
	$f' = 1,013$		$f' = 1,024$		$f' = 1,031$	

Für Auspuffmaschinen kann $p' = 1,13$, für Kondensationsmaschinen $p' = 0,21$ kg/qcm gesetzt werden.

Die in der Tabelle enthaltenen Werte von f gelten für Dampfhemdmaschinen, bei denen, da die Erwärmung des expandierten Dampfes von außen der inneren Abkühlung nahezu das Gleichgewicht hält, das einfache Mariottesche Gesetz als giltig angenommen werden kann. Bei den Maschinen ohne Hemd wird zur Berechnung ihrer (kleineren) Dampfwirkung zwar von demselben Gesetz Gebrauch gemacht, jedoch eine entsprechend kleinere (als die wirkliche) Dampfmenge als expandierend angenommen, indem ein entsprechend kleinerer Wert von m für den schädlichen Raum in Rechnung gebracht wird, während gleich-

zeitig bei den Dampfhemdmaschinen auch eine geringere Droßlung (ϑ) anzunehmen ist als bei den Maschinen ohne Hemd.

Der in Betracht gezogene, einer mäßigen Droßlung entsprechende Wert von $\vartheta = 0{,}05$ kommt bei den verschiedenen Maschinengattungen vor, ohne daß man eine eigentliche (namhafte) Droßlung beabsichtigen würde.

Bei ansehnlicher Kompression des Vorderdampfes ist der Spannungskoeffizient f' mit Einsetzung des gewählten Verhältnisses $s_3 : s$ aus Gl. 96 zu ermitteln. (Die Werte $s_2 : s = 0{,}96$ und $s_4 : s = 0{,}998$ können beibehalten werden.)

Ist die Einströmungsspannung p nicht bekannt, sondern die Kesselspannung p_0 gegeben, so ist für die Berechnung ungefähr

$p = 0{,}87\,p_0 - z$ für Maschinen mit Drosselregulierung

$p = 0{,}92$ bis $0{,}95\,p_0 - z$ für solche mit vom Regulator beherrschter Steuerung

zu nehmen, wenn z den Druckverlust in der Dampfleitung bezeichnet. Derselbe kann nach Gutermuth

$$z = \frac{15}{10^8}\gamma\frac{l}{d}w^2$$

gesetzt werden; hierin bedeutet

γ das Gewicht des Dampfes in kg/cbm bei der in der Leitung herrschenden, mittleren absoluten Spannung p in kg/qcm (s. Tabelle S. 617 u. f.),

l die Länge und d den lichten Durchmesser der Leitung in m,

w die mittlere Dampfgeschwindigkeit in m/sek.

Bei kurzen Leitungen mit genügender Weite und Dampfkesseln mit großem Wasserinhalte wird z gewöhnlich 0,25 atm nicht überschreiten.

2. Zweicylindermaschinen.

Die Leistung einer Zweicylinder-(Woolf- oder Verbund-)Maschine ist theoretisch gleich derjenigen einer Eincylindermaschine mit den Abmessungen des Niederdruckcylinders und einem Expansionsverhältnis gleich dem Gesamtexpansionsverhältnis der Zweicylindermaschine.

Es läßt sich bei letzterer, sobald das Inhaltverhältnis $v:V$ der beiden Cylinder festgestellt ist, die sogenannte reduzierte, d. h. die auf den Niederdruckcylinder bezogene indizierte Spannung p_i in gleicher Weise wie bei der Eincylindermaschine ausdrücken durch

$$p_i = f\,p - f'\,p',$$

worin p die mittlere Einströmungsspannung im Hochdruckcylinder, p' die mittlere Ausströmungsspannung im Niederdruckcylinder bezeichnet.

Für die verschiedenen Werte $v:V$ gestaltet sich die Größe des ideellen Spannungskoeffizienten f verschieden. Es ist außerdem die Größe von f noch davon abhängig, ob die Maschine ohne oder mit (geheiztem) Aufnehmer (Receiver) arbeitet.

In der nachstehenden Tabelle sind die Werte der Spannungskoeffizienten f unter Annahme eines schädlichen Raumes des Expansionscylinders von (höchstens) $m = 0{,}03$ zusammengestellt.

Werte der Spannungskoeffizienten f für Zweicylindermaschinen mit Doppelsteuerung und mit Dampfhemd mindestens am Hochdruckcylinder.

Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.)	Maschinen ohne (geheizten) Aufnehmer				Aufnehmermaschinen (mit Heizung auch des Niederdruckcylinders)				
	Ungefähres Verhältnis $v : V$ der Cylinderinhalte								
	0,40	0,333	0,29	0,25	0,55	0,50	0,45	0,40	0,333
	Werte von f								
0,25	0,548	0,543	0,534	0,524	0,576	0,572	0,568	0,563	0,560
0,20	0,484	0,479	0,472	0,464	0,512	0,507	0,503	0,499	0,495
0,15	0,408	0,404	0,398	0,391	0,437	0,432	0,428	0,424	0,420
0,125	0,365	0,361	0,356	0,350	0,395	0,390	0,386	0,382	0,377
0,10	0,318	0,314	0,309	0,304	0,349	0,344	0,340	0,335	0,330
0,07	0,254	0,250	0,245	0,241	0,288	0,283	0,278	0,273	0,267
0,05	0,205	0,201	0,197	0,193	0,242	0,237	0,232	0,227	0,220
0,04	0,179	0,175	0,171	0,167	0,218	0,213	0,207	0,202	0,195

Bei den Zweicylinder-Auspuffmaschinen ist $p' = 1,13$ und ohne namhafte Kompression $f' = 1,024$; bei der Kompression bis nahe zur Gegendampfspannung ist f' nicht viel größer.

Bei den Zweicylinder-Kondensationsmaschinen ist $p' = 0,21$ und ohne (namhafte) Kompression $f' = 1,024$, demnach $f' p' = 0,22$; bei erheblicher Kompression bis nahe zur Gegendampfspannung kann im Mittel genommen werden

für $p =$	3	4	5	6	7	8	9
$f' =$	1,34	1,47	1,60	1,72	1,82	1,91	1,96

Das **Inhaltverhältnis** $v : V$ der **Kondensationsmaschinen** kann unter der Annahme nahezu **gleicher Arbeitsverteilung auf beide Cylinder**, wenn man den Aufnehmerinhalt $r = v$ macht, etwa gewählt werden:

Für eine Gesamtexpansion bis zu einer Endspannung $p_e = 0,6$ atm				$p_e = 0,4$ atm			
Einströmspannung p atm	Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.)	Verbundmaschinen (Kurbeln unter 90°) $v : V$	Woolf-Maschinen (Kurbeln unter 0° oder 180°) $v : V$	Einströmspannung p atm	Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.)	Verbundmaschinen (Kurbeln unter 90°) $v : V$	Woolf-Maschinen (Kurbeln unter 0° oder 180°) $v : V$
4	**0,15**	0,67	0,47	4	**0,10**	0,50	0,35
5	**0,12**	0,62	0,41	5	**0,08**	0,46	0,31
6	**0,10**	0,56	0,37	6	**0,067**	0,42	0,28
7	**0,086**	0,53	0,34	7	**0,057**	0,40	0,26
8	**0,075**	0,50	0,32	8	**0,05**	0,37	0,24
9	**0,067**	0,47	0,30	9	**0,044**	0,35	0,22
10	**0,06**	0,45	0,28	10	**0,04**	0,34	0,21

Unter denselben Voraussetzungen arbeitende **Auspuffmaschinen** erhalten etwa

für eine Gesamtexpansion bis zu einer Endspannung $p_e = 1,8$ atm				$p_e = 1,2$ atm			
Einströmspannung p atm	Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.)	Verbundmaschinen (Kurbeln unter 90°) $v:V$	Woolf-Maschinen (Kurbeln unter 0° oder 180°) $v:V$	Einströmspannung p atm	Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.)	Verbundmaschinen (Kurbeln unter 90°) $v:V$	Woolf-Maschinen (Kurbeln unter 0° oder 180°) $v:V$
8	**0,225**	0,65	0,49	8	**0,150**	0,51	0,33
9	**0,200**	0,62	0,46	9	**0,133**	0,48	0,305
10	**0,180**	0,60	0,43	10	**0,120**	0,46	0,29
11	**0,164**	0,58	0,41	11	**0,109**	0,43	0,27
12	**0,150**	0,56	0,39	12	**0,100**	0,41	0,26
13	**0,139**	0,55	0,375	13	**0,092**	0,39	0,25
14	**0,129**	0,54	0,36	14	**0,086**	0,37	0,24

Die Füllung des Hochdruckcylinders beträgt $\frac{s_1}{s} : \frac{v}{V}$, diejenige des Niederdruckcylinders $v:V$, solange dieser Wert $< 0,5$ ist.

3. Dreicylinder-Verbundmaschinen mit Kondensation und dreimaliger Expansion.

Auf Grundlage des Inhaltverhältnisses $v_1 : V$ (des Hochdruck- zum Niederdruckcylinder, ohne Rücksicht auf den Mitteldruckcylinder, dessen Inhalt $= v_2$) gilt hier Ähnliches, wie für die Zweicylindermaschine vorstehend bemerkt wurde. Wie bei dieser legt man auch bei der Dreicylinder-Verbundmaschine zur Berechnung der Leistung den Niederdruckcylinder zugrunde.

In der bezüglichen Tabelle auf S. 638 sind die Werte der Spannungskoeffizienten f zusammengestellt.

Bei Dreicylindermaschinen mit Kondensation kann gleichfalls $f'p' = 0,22$ und bei Kompression in allen drei Cylindern bis nahe zur Gegendampfspannung, je nach der Größe, $f'p' = 0,28$ bis $0,35$ gesetzt werden. Die am häufigsten ausgeführten Anordnungen der Dreicylindermaschinen mit dreimaliger Expansion kann man in solche mit drei unter 120° verstellten Kurbeln und in Maschinen mit zwei unter 90° verstellten Kurbeln einteilen.

Bei den **Dreikurbelmaschinen** werden die Spannungsvorgänge in den einzelnen Cylindern und die Füllungsverhältnisse durch die Lage der Kurbel des Mitteldruck-Cylinders hinsichtlich der Hochdruckkurbel wesentlich beeinflußt.

Bezeichnet

v_1 den Inhalt und $s_1' : s'$ die Füllung des Hochdruckcylinders,
v_2 „ „ „ $s_1'' : s''$ „ „ „ Mitteldruckcylinders,
V „ „ „ $S_1 : S$ „ „ „ Niederdruckcylinders,
$s_1 : s$ die reduzierte Füllung der Gesamtexpansion (wie zuvor),
r_1 den Inhalt des ersten Aufnehmers (zwischen v_1 und v_2),
r_2 „ „ „ zweiten „ („ v_2 „ V),

Werte der Spannungskoeffizienten f für Dreicylindermaschinen mit dreimaliger Expansion und mit Dampfhemd mindestens am Hochdruckcylinder.

Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.)	Maschinen ohne Heizung der beiden Aufnehmer			Maschinen mit Heizung beider Aufnehmer und aller Dampfcylinder		
	Ungefähres Verhältnis $v_1 : V$ der Inhalte des Hochdruckcylinders und des Niederdruckcylinders					
	0,17	**0,135**	**0,11**	**0,17**	**0,135**	**0,11**
0,15	0,369	0,361	0,352	0,401	0,395	0,389
0,125	0,330	0,323	0,316	0,361	0,354	0,348
0,10	0,287	0,281	0,275	0,316	0,310	0,303
0,08	0,250	0,244	0,237	0,278	0,271	0,264
0,07	0,230	0,224	0,218	0,257	0,250	0,243
0,06	0,208	0,203	0,197	0,235	0,228	0,221
0,05	0,185	0,179	0,173	0,212	0,204	0,197
0,04	0,161	0,155	0,149	0,188	0,180	0,172
0,035	0,148	0,142	0,135	0,175	0,166	0,159
0,03	0,135	0,128	0,122	0,161	0,153	0,144
0,025	0,121	0,114	0,107	0,148	0,139	0,130
0,02	0,106	0,099	0,092	0,134	0,125	0,115

so ist bei diesen Maschinen für die gleiche Arbeitsverteilung auf alle drei einzelnen Cylinder und unter der Annahme, daß $r_1 \backsim v_1$, $r_2 \backsim v_2$, ferner die Expansionsendspannung (insgesamt) $p_e = 0{,}5$ atm beträgt,

	wenn die Kurbel des Mitteldruckcylinders							
	der Hochdruckkurbel voreilt				der Hochdruckkurbel nacheilt			
$p =$	9	10	12	14 atm	9	10	12	14 atm
$s_1 : s =$	0,056	0,050	0,042	0,036	0,056	0,050	0,042	0,036
$v_1 : V =$	0,18	0,17	0,15	0,14	0,21	0,19	0,18	0,16
$v_2 : V =$	0,67	0,65	0,60	0,57	0,57	0,55	0,53	0,51
$v_1 : v_2 =$	0,27	0,26	0,25	0,245	0,36	0,35	0,33	0,32
$s_1' : s' =$	0,31	0,30	0,28	0,26	0,27	0,26	0,24	0,22
$s_1'' : s'' =$	0,32	0,31	0,30	0,29	0,42	0,40	0,38	0,35
$S_1 : S =$	0,67	0,66	0,61	0,59	0,71	0,68	0,65	0,63

Bei den Maschinen mit zwei um 90° verstellten Kurbeln (Hochdruck- und Mitteldruckcylinder mit gemeinschaftlicher Kurbel) sind für die gleiche Arbeitsverteilung auf die Kurbeln und bei gleich großer Arbeit des Hochdruck- und des Mitteldruckcylinders, wenn im übrigen wieder $r_1 \backsim v_1$, $r_2 \backsim v_2$ und $p_e \backsim 0{,}5$ atm angenommen werden,

$p =$	8	9	10	12	14
$s_1 : s =$	0,063	0,056	0,050	0,042	0,036
$v_1 : V =$	0,12	0,11	0,10	0,086	0,076
$v_2 : V =$	0,43	0,40	0,38	0,34	0,31
$v_1 : v_2 =$	0,28	0,27	0,26	0,25	0,25
$s_1' : s' =$	0,53	0,52	0,50	0,49	0,47
$s_1'' : s'' =$	0,43	0,42	0,41	0,40	0,40
$S_1 : S =$	0,43	0,41	0,39	0,35	0,32

4. Hilfstabellen (nach Hrabák).

Größte Werte wirtschaftlich vorteilhaftester Füllungen.
(Festgestellt von A. Káš.)

Absolute Einströmungsspannung p atm	Eincylinder-Auspuffmaschinen		Kondensationsmaschinen		
	mit Kulissensteuerung	mit Expansionssteuerung	Eincylindermaschinen		Zweicylindermaschinen
			ohne Hemd	mit Hemd	
4	0,53—0,42	0,39—0,31	0,20—0,14	0,15—0,10	.
5	0,46—0,32	0,33—0,27	0,17—0,13	0,13—0,09	0,10—0,08
6	0,40—0,28	0,28—0,23	0,15—0,125	0,11—0,08	0,09—0,07
8	0,34—0,25	0,22—0,19	0,14—0,12	0,09—0,07	0,08—0,06
10	0,29—0,20	0,19—0,17	.	.	0,07—0,05

Anmerkung. Als „normale" Füllungen herzustellender Maschinen sind Zwischenwerte und zwar größere Werte für kleine und kleinere Werte für große Maschinen zu wählen. Die normalen Füllungen können etwas kleiner genommen werden bei hohen Brennstoffpreisen und ununterbrochenem Betriebe; dagegen können etwas größere Füllungen als normal angenommen werden bei billigem Brennstoffe oder häufig unterbrochenem Betriebe.

Bei den Zweicylinder-Auspuffmaschinen darf die absolute Endspannung der Expansion $p_e = 1{,}7$ bis 1,25 atm, bei den Dreicylinder-Kondensationsmaschinen $p_e = 0{,}6$ bis 0,4 betragen.

Gewöhnliche (mäßige) Kolbengeschwindigkeiten c (in m/sek).

N PS	Absolute Einströmungsspannung p in atm: 3	4	6	8	10
3	0,89	0,99	1,13	1,24	1,35
6	0,97	1,07	1,23	1,35	1,47
10	1,02	1,14	1,31	1,43	1,56
20	1,13	1,24	1,42	1,55	1,67
40	1,25	1,37	1,55	1,69	1,82
70	1,42	1,52	1,68	1,82	1,95
100	1,51	1,62	1,78	1,92	2,05
200	1,70	1,84	2,05	2,18	2,31
300	1,81	1,96	2,20	2,35	2,50
400	1,90	2,06	2,31	2,47	2,63
600	2,02	2,20	2,47	2,66	2,83
1000	2,17	2,37	2,67	2,88	3,12

Verbesserungskoeffizient für c bei ungewöhnlichem Hubverhältnis $s:d$

$s:d$	Koeffizient
0,5	0,57
0,75	0,67
1,00	0,75
1,5	0,90
2,0	1,0
2,5	1,1
3	1,2
4	1,3
5	1,4

Anmerkung. Die Ansätze sind empirisch; man kann dieselben abrunden und davon aus verschiedenen Gründen auch überhaupt abweichen.

Als mittelgroße mittlere Kolbengeschwindigkeit kann nach Hrabák unter gewöhnlichen Verhältnissen genommen werden

$$c = 0{,}9\sqrt{p\,s}.$$

Dieser Wert liefert, um 20 % vermindert, ungefähr die in der vorstehenden Tabelle enthaltenen mäßigen Kolbengeschwindigkeiten, um 25 % vermehrt aber die großen Kolbengeschwindigkeiten schnellgehender Dampfmaschinen.

Vorläufige Wirkungsgrade η nebst $1:\eta$ bei normalen Füllungen.

$\frac{N_n}{c}$	Auspuffmaschinen (einfache)			Kondensationsmaschinen: Eincylindermaschinen			Kondensationsmaschinen: Zweicylindermaschinen		
	$\frac{N_i}{c}$	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$	η	$\frac{1}{\eta}$
3	4,2	0,71	1,41	.	.	.	.	.	.
4	5,6	0,72	1,40	.	.	.	.	.	.
5	6,9	0,72	1,38	7,4	0,68	1,47	.	.	.
6	8,2	0,73	1,37	8,7	0,69	1,46	.	.	.
8	10,8	0,74	1,35	11,5	0,70	1,43	.	.	.
10	13,3	0,75	1,33	14,1	0,71	1,41	14,6	0,68	1,47
12	15,7	0,76	1,32	16,6	0,72	1,39	17,3	0,69	1,44
14	18,2	0,77	1,30	19,1	0,73	1,37	20,0	0,70	1,43
16	20,6	0,78	1,29	21,6	0,74	1,35	22,6	0,71	1,41
18	23,0	0,78	1,28	24,1	0,75	1,34	25,1	0,72	1,40
20	25,5	0,79	1,27	26,6	0,75	1,33	27,7	0,72	1,38
25	31,5	0,79	1,26	32,9	0,76	1,32	34,0	0,73	1,36
30	37,5	0,80	1,25	39,1	0,77	1,30	40,4	0,74	1,35
35	43,4	0,81	1,24	45,1	0,78	1,29	46,7	0,75	1,34
40	49,1	0,81	1,23	51,1	0,78	1,28	53,0	0,76	1,32
50	60,9	0,82	1,22	63,2	0,79	1,26	65,2	0,77	1,30
60	72,5	0,83	1,21	75,2	0,80	1,26	77,3	0,78	1,29
70	84,0	0,83	1,20	87,1	0,80	1,25	89,4	0,78	1,28
80	95,5	0,84	1,20	98,9	0,81	1,24	101,6	0,79	1,27
90	106,9	0,84	1,19	110,5	0,81	1,23	113,8	0,79	1,27
100	118	0,85	1,18	122	0,82	1,22	126	0,79	1,26
120	141	0,85	1,18	146	0,82	1,22	150	0,80	1,25
140	165	0,85	1,18	169	0,83	1,21	174	0,80	1,24
160	187	0,85	1,17	193	0,83	1,20	198	0,81	1,24
180	210	0,86	1,17	216	0,83	1,20	222	0,81	1,23
200	233	0,86	1,16	239	0,84	1,20	246	0,81	1,23
300	346	0,87	1,15	354	0,85	1,18	367	0,82	1,22
400	459	0,87	1,15	469	0,85	1,17	486	0,82	1,22
500	574	0,88	1,14	583	0,86	1,17	604	0,83	1,21
600	683	0,88	1,14	696	0,86	1,16	721	0,83	1,20
800	902	0,89	1,13	922	0,87	1,15	956	0,84	1,19
1000	1125	0,89	1,13	1149	0,87	1,15	1191	0,84	1,19
1500	1674	0,90	1,12	1711	0,88	1,14	1769	0,85	1,18
2000	2220	0,90	1,11	2268	0,88	1,13	2342	0,85	1,17

Bei den Zweicylinder-Auspuffmaschinen kann η um 0,03 kleiner angenommen werden als bei den Eincylinder-Auspuffmaschinen. Bei den Dreicylinder-Kondensationsmaschinen ist η um etwa 0,02 kleiner zu nehmen als bei den Zweicylinder-Kondensationsmaschinen.

5. Leergangs-Widerstandsspannung σ (in atm) und Koeffizient μ der zusätzlichen Reibung.

Der Unterschied der indizierten Leistung und der Nutzleistung einer Dampfmaschine

$$N_i - N_n$$

entspricht derjenigen Arbeit, die zur Überwindung ihrer Nebenhindernisse erforderlich ist. Dieselben setzen sich zusammen aus dem Leergangswiderstand N_0 und einer zusätzlichen Reibungsarbeit μN_n, um welche der erstere infolge der mit der Belastung der Maschine wachsenden Drücke in den aufeinander gleitenden Teilen derselben vergrößert wird.

Es ist hiernach

$$N_i - N_n = N_0 + \mu N_n$$

oder, wenn an Stelle der Arbeiten N_i, N_n und N_0 die diesen proportionalen mittleren Spannungen p_i, p_n und σ gesetzt werden,

$$p_i - p_n = \sigma + \mu p_n,$$

woraus für die Nutzspannung p_n (in atm) folgt

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - \sigma).$$

Hrabák, der zahlreiche Indikator- und Bremsversuche an ausgeführten Dampfmaschinen durchführte, gibt für die Leergangs-Widerstandsspannung folgende empirische Formeln an:

bei Eincylindermaschinen mit Auspuff $\sigma = 0{,}042\sqrt{p} + \frac{0{,}025}{d}$,

" " " Kondensation $\sigma = 0{,}025 + 0{,}05\sqrt{p} + \frac{0{,}045}{d}$,

" Zweicylindermaschinen " Auspuff $\sigma = 0{,}042\sqrt{p} + \frac{0{,}04}{d}$,

" " " Kondensation $\sigma = 0{,}025 + 0{,}05\sqrt{p} + \frac{0{,}06}{d}$,

" Dreicylindermaschinen " " $\sigma = 0{,}025 + 0{,}05\sqrt{p} + \frac{0{,}075}{d}$[1].

Hierin ist durch $0{,}042\sqrt{p}$ bezw. $0{,}05\sqrt{p}$ der Stärke des Baues der Maschine Rechnung getragen.

Der Koeffizient μ der zusätzlichen Reibung kann nach Hrabák für alle Maschinengattungen gesetzt werden

$$\text{für } d \leqq 1\,m : \mu = \frac{0{,}10}{d + 0{,}60},$$

$$\text{" } d > 1\,m : \mu = \frac{0{,}40}{d + 5{,}4}.$$

Nach diesen Formeln würden sich die Werte von μ samt den zugehörigen Werten von $1 : 1 + \mu$ berechnen und in einer Tabelle zusammenstellen lassen.

---

[1]) Bei den Mehrcylindermaschinen betrifft d den Durchmesser des Niederdruckcylinders.

Die Leistung einer vorhandenen oder vorhanden gedachten Dampfmaschine ergibt sich nach Einsetzung der jeweiligen Werte von σ und μ zu

$$N_n = \frac{10\,000}{75} p_n F c = \frac{10\,000}{75} \frac{1}{1+\mu} (p_i - \sigma) F c.$$

Für eine nach dem Vorhergehenden vorläufig ausgemittelte Dampfmaschine folgt hieraus der endgültige Wert der wirksamen Kolbenfläche aus

$$F = \frac{75}{10\,000} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_n} = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1+\mu}{p_i - \sigma}.$$

Die Größen p_i und σ lassen sich bei vorhandenen Maschinen mittels des Indikators bestimmen; die versuchsmäßige Feststellung von μ ist dagegen schwer ausführbar. Man begnügt sich deshalb behufs Ermittlung der Nutzleistung einer ausgeführten Dampfmaschine mit der Berechnung ihrer indizierten und ihrer Leergangsleistung. Der Unterschied beider Leistungen

$$N_i - N_0 = \frac{400}{3} F c (p_i - \sigma)$$

kann selbstverständlich nicht als Nutzleistung der Maschine angesehen werden; diese ergibt sich zu

$$N_n = \frac{1}{1+\mu} (N_i - N_0),$$

worin dem Faktor $1 : 1 + \mu$ der empirisch-rechnungsmäßige Wert bezw. ein passender Schätzungswert beizulegen ist.

b) Berechnung mittels des Dampfdiagrammes.

Zur Bestimmung der Arbeitsleistung einer vorhandenen Dampfmaschine, sowie zur Beurteilung der stattfindenden Dampfverteilung dient das Indikatordiagramm, welches über die Spannungen des Dampfes vor und hinter dem Kolben für jede beliebige Kurbelstellung Aufschluß gibt (s. unter „Der Indikator und seine Anwendung"). Der Inhalt des Diagrammes entspricht der vom Dampfe auf der einen Kolbenseite während einer Umdrehung der Maschine geleisteten Arbeit. Umgekehrt läßt sich für eine herzustellende Ein- oder Mehrcylindermaschine von bestimmter Leistung aus einem zu entwerfenden Dampfdiagramm die indizierte Spannung p_i und damit die wirksame Kolbenfläche bezw. der Cylinderdurchmesser — bei Mehrcylindermaschinen zunächst derjenige des Niederdruckcylinders — berechnen. Erforderlich ist noch, daß geeignete Annahmen bezüglich der Ein- und Ausströmspannung des Dampfes, der Größe der Expansion, Vor-Ausströmung und Kompression desselben, sowie bezüglich der Kolbengeschwindigkeit gemacht werden. Bei Mehrcylindermaschinen sind ferner richtige Werte für die schädlichen Räume einzuführen und die Einstellung und Wirkungsweise der Steuerungen, sowie die Dampfinhalte bezüglich der Dampfverteilung zu berücksichtigen u. dergl.

1. Eincylindermaschinen.

Fig. 552 zeigt ein Diagramm, wie es für eine herzustellende Auspuff- bezw. Kondensationsmaschine zu entwerfen ist. Hierbei ist

über den Verlauf der einzelnen Linien des Diagrammes u. s. w. folgendes zu bemerken.

Die Einströmspannung p ist nach Maßgabe der Druckverluste in der Dampfleitung kleiner als die Kesselspannung p (vergl. S. 635).

Die Volldruck- oder Einströmlinie verläuft je nach der Dampfgeschwindigkeit in den Steuerkanälen und der Dampfleitung mehr oder weniger abfallend und geht — in Fig. 552 punktiert angegeben — bei schleichender Absperrung und großer Kolbengeschwindigkeit während des Schließens der Steuerkanäle allmählich in die Expansionslinie über. Es kann der Abfall der Einströmlinie bei schnelllaufenden Maschinen mit hoher Kompression aber auch von einer Expansion des Dampfes während der Einströmung infolge einer gewissen

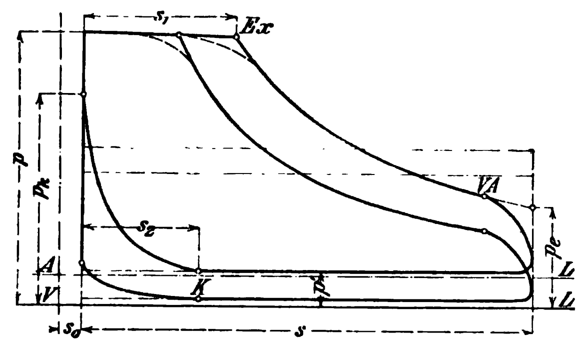


Fig. 552.

Beschleunigung herrühren, deren er bedarf, um dem voraneilenden Kolben folgen zu können (vergl. Grabau, „Die Dampfmaschinen für den Dynamobetrieb“, Z. d. V. d. I. 1892 S. 1478).

Die Größe des schädlichen Raumes $m = \frac{s_0}{s}$ kann bei Maschinen mit normalem Hube angenommen werden:

0,06 bis 0,10 für Flachschieber und lange Dampfkanäle,
0,03 „ 0,05 „ „ „ kurze „ (geteilte Grundschieber),
0,07 „ 0,15 für Kolbenschieber,
0,02 „ 0,04 „ Rundschieber (Corlißhäne),
0,03 „ 0,06 „ Ventile.

Die Füllung ist im allgemeinen so zu wählen, daß der absolute Enddruck der Expansion p_e für Auspuffmaschinen etwa 1,8, für Kondensationsmaschinen etwa 1,0 atm beträgt.

Da nach S. 621

$$p_e = p_a \frac{s_0 + s_1}{s_0 + s},$$

folgt für den Kolbenweg bis zur Absperrung

$$s_1 = p_e \frac{s_0 + s}{p_a} - s_0;$$

hierin bedeutet p_a die anfängliche Dampfspannung der Expansion in atm.

Über die wirtschaftlich vorteilhaftesten Füllungen s. Tabelle auf S. 639.

Die Expansionslinie kann bei Betrieb mit gesättigtem Dampf als Isotherme (für $v\,p =$ konst.) aufgezeichnet werden, obwohl dies nach Früherem eigentlich nur bei Dampfhemdmaschinen zulässig erscheint (vergl. S. 634). Der Verlauf der Kurve erfolgt nach dem bereits in Fig. 545 (S. 620) angegebenen Verfahren, wobei die absolute Dampfspannung p — in Fig. 545 als p_n bezeichnet — als Ordinate, das Volumen v (einschließlich des schädlichen Raumes) als Abscisse durch den Kolbenweg $s_0 + s$ dargestellt wird.

Bei überhitztem Dampf ist die Expansionslinie als Adiabate ($p\,v^n =$ konst.) aufzuzeichnen, wobei n je nach der Größe der Füllung und der Überhitzungstemperatur 1,1 bis 1,25 zu setzen ist.

Die Vor-Ausströmung (bei VA beginnend) ist so groß zu wählen, daß der Dampfdruck bis zum Hubwechsel nahezu auf die Ausströmspannung p' herabsinken kann; sie muß um so früher beginnen, je schneller die Maschine läuft, doch ist auf die von ihrer Größe ebenfalls abhängige Kompression Rücksicht zu nehmen. Man gibt bei Auspuffmaschinen etwa 5 bis 7%, bei Kondensationsmaschinen etwa 7 bis 14%, unter Umständen noch mehr Voröffnen.

Der Gegendruck während der Ausströmung beträgt bei Auspuffmaschinen etwa 1,1, bei Kondensationsmaschinen etwa 0,2 atm (absolut). Bei ungehindertem Austritt (weite und kurze Auspuffrohre) verläuft die Ausströmlinie wagerecht und steigt nur gegen Schluß der Periode etwas an, und zwar um so mehr, je schleichender der Kanalschluß, und um so weniger, je plötzlicher derselbe erfolgt.

Die Kompressionslinie (bei K beginnend) wird, gleichwie die Expansionslinie, als Isotherme (für $v\,p =$ konst.) aufgezeichnet, obgleich sie dem Mariotteschen Gesetze nur mit grober Annäherung folgt. Der Kompressionsenddruck p_k muß, um Druckwechsel im Triebwerke kurz vor dem Hubwechsel und damit einen ruhigen Gang der Maschine zu erzielen, den Verzögerungsenddruck der Triebwerkmassen überwiegen (vergl. S. 322); er darf jedoch die Spannung des Einströmdampfes nicht erreichen, sondern muß unter dieser bleiben. Für normale Auspuffmaschinen kann die Endspannung der Kompression bis zu etwa ³/₄ der Einströmspannung angenommen werden; bei Kondensationsmaschinen erreicht die Endspannung der Kompression meist kaum 2 atm (abs). Kondensationsmaschinen, die auch mit Auspuff arbeiten müssen, erhalten in der Regel nur so viel Kompression, als für Auspuffbetrieb noch zulässig ist.

Da nach S. 621

$$p_k = p' \frac{s_0 + s_2}{s_0},$$

folgt der dem Beginn der Kompression entsprechende Kolbenweg

$$s_2 = \frac{p_k\, s_0}{p'} - s_0.$$

Die Vor-Einströmung hängt von der Größe des schädlichen Raumes, der Kompression und dem Eröffnungsgesetze der Steuerung ab; im Mittel kann dieselbe 0,5 bis 1,5% betragen.

Nachdem mit Hilfe der vorstehenden Angaben das Dampfdiagramm für eine herzustellende Maschine entworfen ist, ergibt sich dessen mittlere Höhe (mittels der Simpsonschen Regel — vergl. S. 622 — oder genauer mit Hilfe eines Planimeters) als Höhe des Rechtecks, welches auf der Grundlinie des Diagramms errichtet ist und mit demselben gleichen Flächeninhalt besitzt. Aus der mittleren Höhe des theoretischen Diagramms folgt die tatsächlich zu erwartende indizierte Spannung p_i durch Multiplikation mit dem Völligkeitsgrade, einer Zahl < 1, durch welche den Verlusten an Diagramminhalt Rechnung getragen wird.

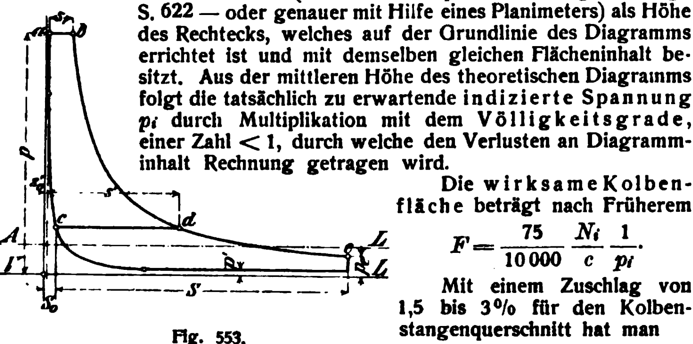


Fig. 553.

Die wirksame Kolbenfläche beträgt nach Früherem

$$F = \frac{75}{10000} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i}.$$

Mit einem Zuschlag von 1,5 bis 3% für den Kolbenstangenquerschnitt hat man

$$\frac{\pi}{4} d^2 = 1{,}015\, F \text{ bis } 1{,}03\, F,$$

woraus sich der Cylinderdurchmesser d (vorläufig) ergibt. Aus $n\,s = 30\,c$ folgen s und n (nach Annahme von n oder s).

2. Zwei- und Mehrcylindermaschinen.

Bei derartigen Maschinen mit zwei- oder mehrfacher Expansion ist, wie schon auf S. 635 bezw. 637 angegeben, die theoretische Arbeit des Dampfes, allerdings ohne Rücksicht auf die schädlichen Räume, ebenso groß wie bei einer Eincylindermaschine mit dem großen Cylinder (Niederdruckcylinder), bei der dieselbe Gesamtexpansion wie bei der Mehrcylindermaschine stattfindet. Die Abmessungen des Niederdruckcylinders lassen sich am einfachsten aus dem Gesamtinhalte der Einzeldiagramme ermitteln, wenn diese so dargestellt sind, daß die Diagrammlängen sich wie die Cylinderinhalte verhalten. Dividiert man die Fläche dieses aus den Einzeldiagrammen zusammengesetzten Gesamtdiagramms durch die Länge des Niederdruckdiagramms, so erhält man die reduzierte Spannung; durch Multiplikation derselben mit dem Völligkeitsgrade — im Mittel für Zweifach-Expansionsmaschinen 0,8, für Dreifach-Expansionsmaschinen 0,7 zu setzen — ergibt sich die indizierte Spannung, womit der der Gesamtleistung einer herzustellenden Maschine entsprechende Durchmesser des Niederdruckcylinders berechnet werden kann.

Fig. 554.

Unter Voraussetzung unendlich großer Aufnehmerinhalte läßt sich das Gesamtdiagramm einer herzustellenden Mehrcylinderdampf-

maschine zunächst annähernd ermitteln. Als Trennungslinien der Einzeldiagramme ergeben sich in diesem Falle wagerechte, gerade Linien. Die Aufzeichnung ist so vorzunehmen, daß die aus dem einen Cylinder austretende Dampfmenge der in den folgenden Cylinder eintretenden gleich gemacht wird, wobei der Einfachheit wegen die zur völligen Ausfüllung des schädlichen Raumes erforderliche Menge des einströmenden Dampfes vernachlässigt werden kann.

Fig. 553 zeigt das vorläufige Gesamtdiagramm für eine Zweifach-Expansionsmaschine, Fig. 554 dasjenige für eine Dreifach-Expansionsmaschine. Die Gesamtfüllung erhält man annähernd aus der absoluten Endspannung p_e durch Rückwärtskonstruieren der gemeinsamen Expansionslinie $e\,d\,b$ (bezw. $g\,f\,d\,b$), wobei der schädliche Raum s'_0 des Hochdruckcylinders (Rauminhalt $= s'$) von der lotrechten Anfangslinie des Diagramms aus abgetragen wird.

Hierauf werden die wagerechten Teilungslinien $c\,d$ (bezw. $c\,d$ und $e\,f$) so eingezeichnet, daß die dadurch entstehenden zwei (bezw. drei) Teilflächen des Diagramms nahezu gleichen Inhalt haben, entsprechend nahezu gleichen Arbeitsgrößen der betreffenden Cylinder. Im allgemeinen fallen die senkrechten Begrenzungslinien der Diagramme so aus, daß die hierdurch bestimmte Länge S_0 (und s'_0) in ihrem Verhältnis zu S (und s'') dem tatsächlich auszuführenden schädlichen Raume des betreffenden Cylinders nahezu gleichkommt. Andernfalls müßten die Expansions- und Kompressionslinien für die verschiedenen Cylinder von verschiedenen Punkten auf der Vakuumlinie aus konstruiert werden.

Das Raumverhältnis der Cylinder wird gewöhnlich
bei zweimaliger Expansion 1 : 2,25 bis 3,
" dreimaliger " 1 : 2,35 " 2,8 : 5 bis 7
gewählt, derart, daß sich runde Maße für die Cylinderbohrungen ergeben.

Nimmt man ein bestimmtes Raumverhältnis von vornherein an, so ergeben sich die Längen der Diagramme der betreffenden Cylinder ohne weiteres. Dieselben können dann mit den zugehörigen schädlichen Räumen in das Gesamtdiagramm eingetragen werden.

Sind die Cylinderinhalte bekannt, so ergeben sich die Überströmlinien, welche die Diagramme der einzelnen Cylinder gegeneinander begrenzen, unter Berücksichtigung der endlichen Größe des Aufnehmers aus dem durch Aufzeichnen der Kolbenweglinien entstandenen Raumdiagramme. Dasselbe gestattet, die jeweilig zwischen den Kolben eingeschlossenen Räume samt Aufnehmerinhalt und die schädlichen Räume zu entnehmen. Hierbei werden die Cylinderinhalte v, V bezw. v_1, v_2 und V als Hublängen, die schädlichen Räume s', S_0 bezw. s'_0, s''_0, S_0 und die Aufnehmerinhalte r bezw. r_1 und r_2 in der aus Fig. 555 und 556 ersichtlichen Weise aufgetragen.

Raumdiagramm für Verbundmaschinen mit Kurbeln unter 90° (Fig. 555).

Es sind hier die Raumverhältnisse $v : V = 1 : 2{,}1$ und $v : r = 1$ zugrunde gelegt, ferner die schädlichen Räume s' und S_0 zu 0,05 der zugehörigen Cylinderinhalte angenommen. Die Kolbenweglinien $C\,D\,E$ und $C'\,D'\,E'$, deren Abscissen den Kolbenwegen und deren Ordinaten den Zeiten proportional sind, in denen gleiche Strecken des Kurbel-

kreises von dem mit gleichförmiger Geschwindigkeit sich drehenden Kurbelzapfenmittel durchlaufen werden, sind für unendliche Stangenlänge und zwar im vorliegenden Falle (bei 90° Kurbelwinkel) so zu zeichnen, daß der der Totlage des Niederdruckkolbens entsprechende Punkt D' mit dem der Mittellage des Hochdruckkolbens entsprechenden Punkte M in gleicher Höhe liegt. Im Hochdruckdiagramm ist ab Einströmung, bc Expansion (gleichseitige Hyperbel von A aus), cd Vor-Ausströmung in den Aufnehmer und, wenn der Niederdruckeinlaß noch nicht abgesperrt war, sog. zweite Einströmung in diesen. Von d (oder

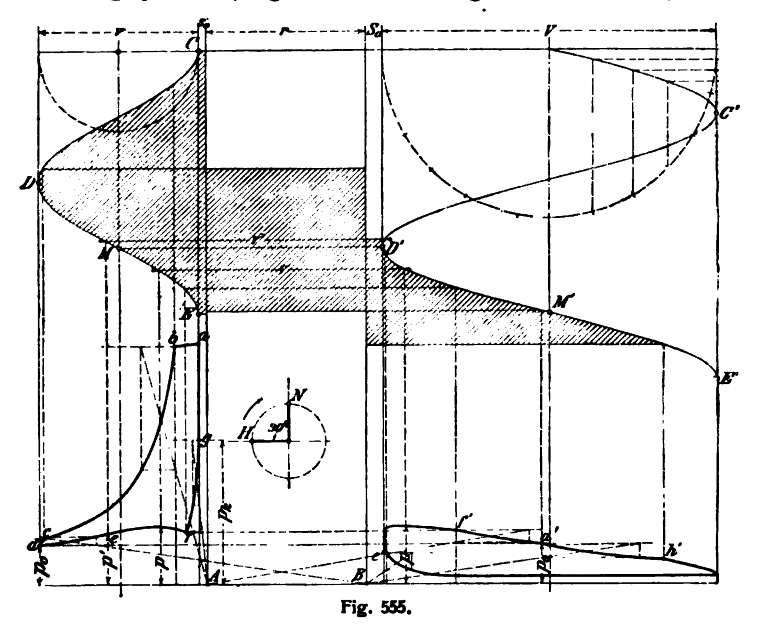


Fig. 555.

dem einer späteren Absperrung des Niederdruckcylinders entsprechenden Punkte) Kompression im Hochdruckcylinder (nebst schädlichen Raume) und im Aufnehmer; daher de Kompressionslinie (gleichseitige Hyperbel von B aus). In e Eröffnung des Niederdruckcylinders. Von e bis f gemeinsamer Vorgang in beiden Cylindern und im Aufnehmer. Bestimmung der Kurve durch Berechnung des p für jedes v mittels der Gleichung $p\,v = p'\,v'$; die v sind aus dem Raumdiagramm zu entnehmen. Die Überströmlinie findet sich mit einigen Druckverlusten wegen Dampfgeschwindigkeit und Länge des Dampfweges im Niederdruckdiagramm von e' bis f' mit Hilfe der Kolbenweglinien. Von f' ab Expansion im Aufnehmer und Niederdruckcylinder allein; daher $f'\,d'$ Expansionslinie (gleichseitige Hyperbel von A aus). Der Abschluß des Niederdruckcylinders muß so erfolgen, daß im Aufnehmer die Spannung

p_0 zurückbleibt; daher Bestimmung des Punktes der Expansion d' durch wagerechtes Projizieren von d aus. (Wegen der Droßlung vor dem Schluß der Steuerung liegt d' jedenfalls unter dem gleichzeitigen Druck im Aufnehmer, der annähernd mit dem im Hochdruckcylinder bei d gemessenen übereinstimmt.) Von d' ab Expansion im Niederdruckcylinder; daher $d' h'$ Expansionslinie (gleichseitige Hyperbel von B aus). Im Punkte h' beginnt die Vor-Ausströmung. Im Hochdruckdiagramm ist noch $f g$ Kompression (gleichseitige Hyperbel von A aus) für den

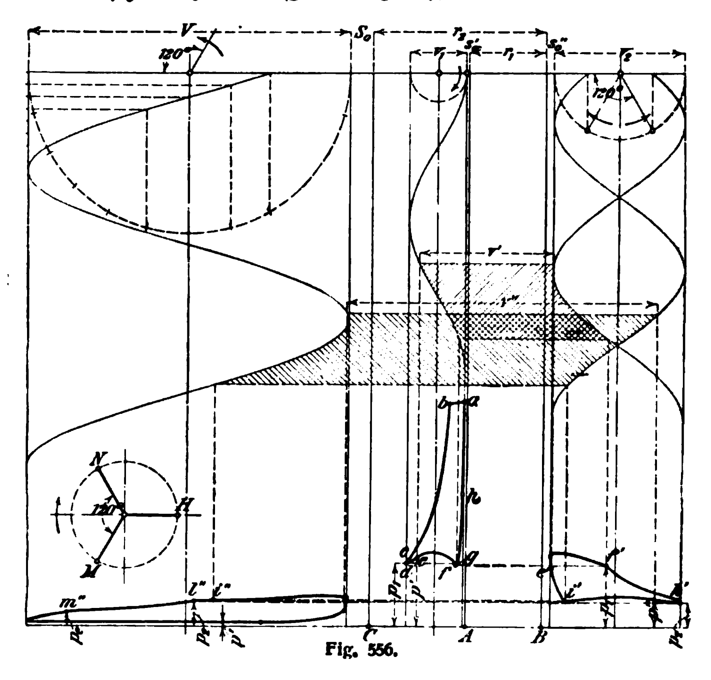


Fig. 556.

angenommenen Enddruck p_k der Kompression, womit sich durch Rückwärtskonstruktion f als Schnittpunkt mit $e f$ bestimmt.

Raumdiagramm für Mehrcylindermaschinen mit dreimaliger Expansion (Fig. 556).

Die gewählte Anordnung mit drei unter 120° gegeneinander versetzten Kurbeln (Niederdruckkurbel voraus, hierauf Mitteldruck-, dann Hochdruckkurbel) findet sich zumeist bei stehenden Maschinen. Es sind die Raumverhältnisse $v_1 : v_2 : V = 1 : 2{,}3 : 5{,}7$ und $v_1 : r_1 : r_2 = 1 : 1{,}4 : 3{,}1$ zugrunde gelegt, ferner die schädlichen Räume s_0', s_0'' und S_0 zu 0,05, 0,065 und 0,07 der zugehörigen Cylinderinhalte angenommen. Die Kolbenweglinien sind, den Kurbelstellungen entsprechend, gegeneinander zu versetzen. Im Hochdruckdiagramm ist wieder $a b$ Einströmung,

b c Expansion (gleichseitige Hyperbel von *A* aus), *c d* Vor-Ausströmung, ferner *d e* Kompression im kleinen Cylinder (nebst schädlichen Raume) und ersten Aufnehmer (gleichseitige Hyperbel von *B* aus). Von *e* bis *f* gemeinsamer Vorgang im Hochdruckcylinder, ersten Aufnehmer und Mitteldruckcylinder. Bestimmung der Kurve durch Berechnung (mittels der Gleichung $p\,v = p'\,v'$). *f g* Kompression im kleinen Cylinder und ersten Aufnehmer; *g h a* Kompression und Vor-Einströmung (*g h* gleichseitige Hyperbel von *A* aus). Von *f'* ab Expansion im mittleren Cylinder allein. Rückwärtskonstruktion von *g h* (*g* in gleicher Höhe mit *d*) und *f g* (Punkt *B*) zur Bestimmung von *f* als Schnittpunkt mit *e f*. Dieser Vorgang wiederholt sich für den mittleren

Fig. 557.

und großen Cylinder, nur erfolgt die Absperrung des mittleren Cylinders vom zweiten Aufnehmer (in *i'*) früher als die des großen Cylinders (in *l''*); daher Expansion *i'' l''* im großen Cylinder und im zweiten Aufnehmer (gleichseitige Hyperbel von *B* aus). *l'' m''* Expansion im großen Cylinder allein (gleichseitige Hyperbel von *C* aus).

In Fig. 557 sind die so erhaltenen einzelnen Diagramme zu einem **theoretischen Gesamtdiagramm** zusammengetragen, und es ist in dieses noch die umschließende Hyperbel ein-

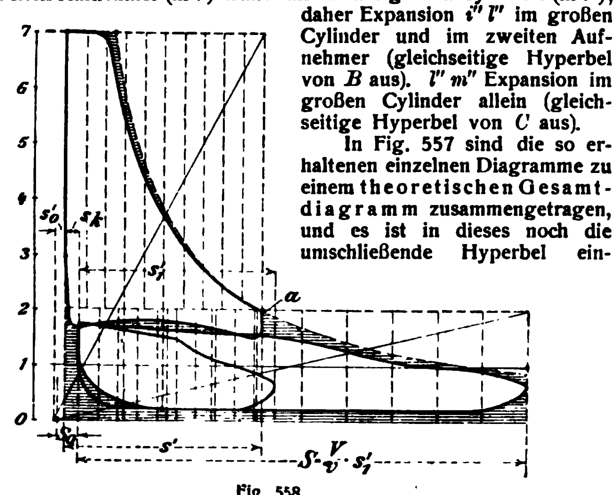


Fig. 558.

gezeichnet. An den schraffierten Flächenverlusten haben die schädlichen Räume und die Kompressionsarbeit, sowie der Gegendruck einen leicht nachweisbaren Anteil.

Das wirkliche Gesamtdiagramm einer ausgeführten Mehrcylindermaschine und damit ein übersichtliches Bild der Gesamtexpansion erhält man, wenn nach dem Verfahren von Rankine die gleichzeitig gewonnenen Diagramme der einzelnen Cylinder, auf gleichen Maßstab und gleiche Länge gebracht, untereinander gezeichnet werden, derart, daß z. B. bei einer Verbundmaschine (Fig. 558) das Diagramm des Niederdruckcylinders um den Kolbenweg s_k der Kompression des Hochdruckcylinders nach rechts gelegt und im Verhältnis der Cylindervolumen $\frac{V}{v}$ verlängert wird.

Die umschließende Hyperbel legt man durch einen Punkt a des Hochdruckdiagramms und begrenzt sie durch die größte Einströmspannung, die Endordinate des Niederdruckdiagramms und die Nulllinie bei Kondensation oder die atmosphärische bei Auspuff.

Die Summe der Arbeitsflächen des rankinisierten Diagramms gibt, durch die Arbeitsfläche der umschließenden Hyperbel geteilt, die „Völligkeit".

C. Der Dampfverbrauch.

Derselbe besteht aus dem nutzbaren Dampfverbrauch und aus den Dampfverlusten.

Der nutzbare Dampfverbrauch läßt sich aus den Indikatordiagrammen ermitteln; er beträgt — mit Beibehaltung der früheren Bezeichnungen (s. S. 632 und 633) — für eine Eincylindermaschine in kg/std

$$Q' = 3600\, F c \left\{\left(\frac{s_1}{s} + m\right)\gamma - 1{,}1\left(1 - \frac{s_3}{s} + m\right)\gamma'\right\},$$

worin noch γ das Gewicht von 1 cbm des Einströmdampfes in kg, γ' das des Ausströmdampfes bezeichnet.

Mit Hilfe der Gleichung

$$N_i = \frac{10\,000}{75}\, p_i F c$$

ergibt sich der nutzbare stündliche Dampfverbrauch in kg/PS$_i$

$$C_i' = \frac{Q'}{N_i} = \frac{27}{p_i}\left\{\left(\frac{s_1}{s} + m\right)\gamma - 1{,}1\left(1 - \frac{s_3}{s} + m\right)\gamma'\right\}.$$

Bei der Zweicylinder-Auspuffmaschine mit Kompression in beiden Cylindern bis zur Gegendampfspannung und bei den Dreicylinder-Kondensationsmaschinen mit Kompression in allen drei Cylindern bis zur Gegendampfspannung ist mindestens

$$C_i' = 27\,\gamma\,\frac{s_1}{s}\,\frac{1}{p_i}.$$

Der Dampfverlust rührt zum größeren Teil von der Abkühlung des in den Cylinder strömenden Dampfes, zum kleineren Teil von Undichtigkeiten des Dampfkolbens, der Steuerorgane, Stopfbüchsen u. s. w. her, wonach man den Abkühlungsverlust C_i'' und den Dampflässigkeitsverlust C_i''' — beide in kg für 1 PS$_i$/Std — zu unterscheiden hat

Ersterer läßt sich durch eine ausgiebige Überhitzung des Einströmdampfes erheblich vermindern, letzterer bei vorzüglichen Maschinen beinahe vollständig in Wegfall bringen.

Nach „Hütte", 19. Aufl 1905. ergibt sich der Abkühlungsverlust C_i'', wenn $s \sim 2\,d$, bei den gebräuchlichen Füllungen aus den folgenden (annähernden) Durchschnittswerten des Produktes $C_i'' \sqrt{c}$ durch Division mit $\sqrt{c}$.

Es ist der Wert $C_i'' \sqrt{c}$ bei den

Auspuffmaschinen mit Expansionssteuerung		= 6,0 bis 5,0,
Eincylinder-Kondensationsmaschinen	ohne Hemd	= 5,5 „ 5,0,
	mit Hemd	= 4,5 „ 4,2,
Zweicylinder-Kondensationsmaachinen		= 4,0 „ 3,5,
Dreicylinder-Kondensationsmaschinen		= 3,2 „ 3,0,
Zweicylinder-Auspuffmaschinen		= 4,2 „ 4,0.

Für vollkommene Maschinen gelten die kleineren, für weniger vollkommene Maschinen die größeren Zahlen. Bei den Zwei- und Dreicylindermaschinen wird in allen Fällen ein Dampfhemd am Hochdruckcylinder vorausgesetzt.

Wenn $s:d$ von 2 bedeutend verschieden ist, so ist C_i'' durch die folgenden Koeffizienten zu verbessern.

$s:d$ =	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5
Koeffizient =	0,82	0,87	0,91	1	1,08	1,15	1,29	1,41

Der Dampflässigkeitsverlust kann nach Hrabák bei allen Eincylindermaschinen in noch leidlich befriedigendem Zustande gesetzt werden

$$C_i''' = \frac{8,8}{\sqrt{N_i c}} + \frac{1}{2\,c}.$$

Bei den Zweicylindermaschinen beträgt C_i''' das 0,8 fache, bei den Dreicylindermaschinen das 0,64 fache des vorstehenden Wertes.

Bei vorzüglichen Maschinen kann C_i''' bis auf etwa die Hälfte (und weniger) herabgemindert werden, während es anderseits, bei sichtlich dampflässigen Maschinen, auf das Doppelte (und mehr) steigen kann.

Nach dem Vorstehenden ergibt sich der stündliche Dampfverbrauch einer Maschine in kg/PS$_i$

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''.$$

Hierin ist jedoch der Verlust in der Dampfleitung samt dem aus dem Kessel etwa mitgerissenen Wasser noch nicht einbegriffen. Derselbe kann auf 4 bis 10 % des Gesamtverbrauches C_i veranschlagt werden.

Aus C_i ergibt sich der gesamte Dampfverbrauch einer Maschine für 1 PS_n/std

$$C_n = \frac{1}{\eta} C_i = \frac{N_i}{N_n} C_i.$$[1]

D. Steuerungen [2].

Eine Steuerung muß genügend weite Kanal- und Eröffnungsquerschnitte bieten, damit ein empfindlicher Spannungsabfall des ein- bezw. austretenden Dampfes durch Droßlung vermieden wird.

Für die Berechnung der Einströmquerschnitte f kann als größte zulässige Dampfgeschwindigkeit, bei der eine merkliche Droßlung nicht zu erwarten ist, für gesättigten Wasserdampf etwa $w_{max} = 40$ m/sek bei größter Kolbengeschwindigkeit c_{max} in m/sek (vergl. S. 277) angenommen werden. Damit ergibt sich, wenn wieder F den Kolbenquerschnitt in qm bezeichnet

$$f = \frac{1}{40} F c_{max} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 97$$

Bei großen Maschinen mit Schiebersteuerung und bei solchen, bei denen große Abmessungen der Steuerungsteile aus konstruktiven Gründen unzweckmäßig erscheinen, ferner bei Betrieben mit überhitztem Dampf kann die Geschwindigkeit desselben etwa bis zu $w_{max} = 60$ m/sek gewählt werden.[3])

Die Ausströmquerschnitte sind wegen der infolge Ausdehnung des Dampfes nach vollbrachter Expansion eintretenden Volumen- und Geschwindigkeitsvergrößerung desselben bei Maschinen mit kleiner Füllung etwa 1,5 mal so groß zu nehmen, als aus Gl. 97 hervorgeht. Maschinen mit hohem Füllungsgrade erfordern noch größere Ausströmquerschnitte.

Im allgemeinen sind bei Schiebersteuerungen die rechteckigen Kanäle im Schieberspiegel möglichst breit auszuführen, damit die Kanalweite a, welche für die Abmessungen der ganzen Steuerung maß-

---

[1]) Bei Heißdampfmaschinen wird der nutzbare stündliche Dampfverbrauch (C_i') angenähert ebenso groß sein wie bei Naßdampfmaschinen.

Der Abkühlungsverlust (C_i'') kann, je nachdem es sich um mittelhohe (80° bis 120°) oder um sehr hohe (120° bis 160°) Überhitzungen des Dampfes handelt, gesetzt werden:

bei Eincylindermaschinen $(C_i'') = 0{,}10\ C_i'$ bezw. $0{,}05\ C_i'$,
„ Zweicylindermaschinen „ $= 0{,}20$ „ „ $0{,}10$ „
„ Dreicylindermaschinen „ $= 0{,}30$ „ „ $0{,}15$ „

Der Dampflässigkeitsverlust (C_i''') ist bei vorzüglichen Heißdampfmaschinen etwa gleich dem 0,75 fachen Verluste bei vorzüglichen Naßdampfmaschinen zu nehmen.

Der gesamte stündliche Dampfverbrauch einer Heißdampfmaschine in kg/PS_i beträgt

$$(C_i) = (C_i') + (C_i'') + (C_i''').$$

Da bei Verwendung überhitzten Dampfes Verluste in der Dampfleitung u. s. w. in Wegfall kommen, gibt vorstehender Ausdruck auch gleichzeitig die Speisewassermenge in kg für 1 PS_i/Std an.

[2]) Vergl. C. Leist, „Die Steuerungen der Dampfmaschinen“, 2. Aufl., Berlin 1905, Julius Springer.

[3]) Beachte in bezug hierauf: „Die Abmessungen der Steuerkanäle für Dampfmaschinen“ von Gutermuth, Z. d. V. d. I. 1904, S. 329 u. ff.

gebend ist, möglichst klein ausfällt. Das Verhältnis der Weite zur Breite der Einlaßkanäle ist etwa $^1/_4$ bei kleinen, $^1/_6$ bei mittleren und $^1/_8$ bis $^1/_{10}$ bei großen Maschinen zu wählen. Der mittlere Auspuffkanal erhält bei gleicher Breite eine solche Weite, daß bei äußerster Schieberstellung noch etwa eine Auslaßweite $= a$ bis $^4/_3\, a$ verbleibt.

Für Ventilsteuerungen finden sich bezügliche Angaben auf S. 677.

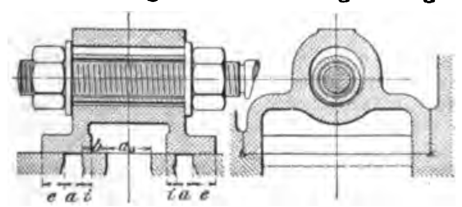


Fig. 559.

a) Einfache Schiebersteuerungen.

1. Allgemeines.

Fig. 559 zeigt die gewöhnliche Form eines einfachen Schiebers — des sog. Muschel- oder D-Schiebers — in der Mittellage, bei der er die im Schieberspiegel ausmündenden Kanäle von der Weite a um die Strecken e und i überragt. e heißt die Einlaßüberdeckung, i die Auslaßüberdeckung. Die Weite des Auspuffkanals ist mit a_0 bezeichnet. Unter dem Einfluß eines Excenters (Gegenkurbel) führt der Schieber solche Bewegungen aus, daß eine richtige Dampfverteilung stattfindet.

Steht die Maschinenkurbel vom Halbmesser R z. B. in der linken Totlage $o K_0$ (Fig. 560), so muß der Schieber schon aus seiner Mittellage nach rechts herausgerückt sein, damit frischer Dampf für den neuen Hub durch den linksseitigen Dampfkanal hinter den Kolben treten und ferner der vor dem Kolben wirksam gewesene Dampf durch den rechtsseitigen Dampfkanal bequem ausströmen kann. Damit diese Ein- und Ausströmung bereits vor dem Hubende erfolgt, d. h. bei der Totlage der Kurbel schon eine gewisse Eröffnung v bezw. v' der Kanäle für Ein- und Ausströmung vorliegt, muß das Excenter der Kurbel um einen Winkel $90 + \delta$ vorangehen. Der Winkel δ wird Voreilwinkel, die Größe v das Voreilen für den Eintritt (äußeres lineares Voreilen), diejenige v' das Voreilen für den Austritt (inneres lineares Voreilen) genannt. Bezeichnet ferner r die Excentrizität des Excenters (also $2\,r$ den ganzen Schieberhub), so steht der Schieber in der linken Totlage der Kurbel um

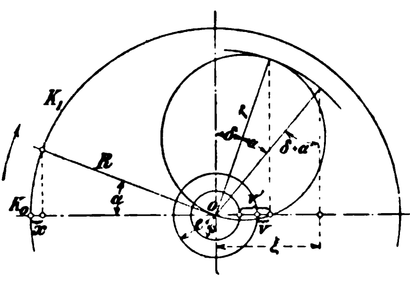


Fig. 560.

$$\xi = r \sin \delta = e + v = i + v'$$

rechts von seiner Mittellage.

Gelangt die Kurbel nach Drehung um einen beliebigen Winkel α aus der Totlage $o K_0$ in die Lage $o K_1$, so führt auch das mit ihr auf gemeinsamer Welle o befestigte Excenter eine entsprechende Drehbewegung aus, und es folgt für den Schieberweg allgemein (von der Mittellage des Schiebers aus gerechnet)

$$\xi = r \sin(\delta + \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 98$$

Nimmt man die Gleichung für den Kolbenweg (für unendliche Schubstangenlängen)

$$x = R(1 - \cos \alpha) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 99$$

hinzu, so läßt sich, wenn r und δ bekannt sind, mittels der Gl. 98 und 99 die zu jedem Kurbelwinkel gehörige Kolben- und Schieberstellung berechnen und umgekehrt. Dabei sind die Schieberausweichungen von der Mitte aus nach rechts positiv, diejenigen von der Mitte aus nach links negativ einzusetzen.

Für die Dampfverteilung, z. B. auf der linken Cylinderseite, kommen als entscheidende Schieberstellungen in der Reihenfolge ihres Auftretens in Betracht:

$\xi = + e$, Beginn der Vor-Einströmung (Rechtsgang des Schiebers),
$\xi = + e$, „ „ Expansion (Linksgang des Schiebers),
$\xi = - i$, „ „ Vor-Ausströmung (Linksgang des Schiebers),
$\xi = - i$, „ „ Kompression (Rechtsgang des Schiebers).

Für einen Schieber mit gegebenen Abmessungen lassen sich somit die Dampfverteilungsperioden oder umgekehrt unter Annahme der letzteren die Abmessungen des Schiebers berechnen. Hierbei kann die Stegbreite b (Fig. 559) etwa

$$b = 0{,}5\,a + 10 \text{ mm},$$

ferner die Weite des Auspuffkanals (vergl. S. 653)

$$a_0 \geqq r + i + a - b$$

angenommen werden.

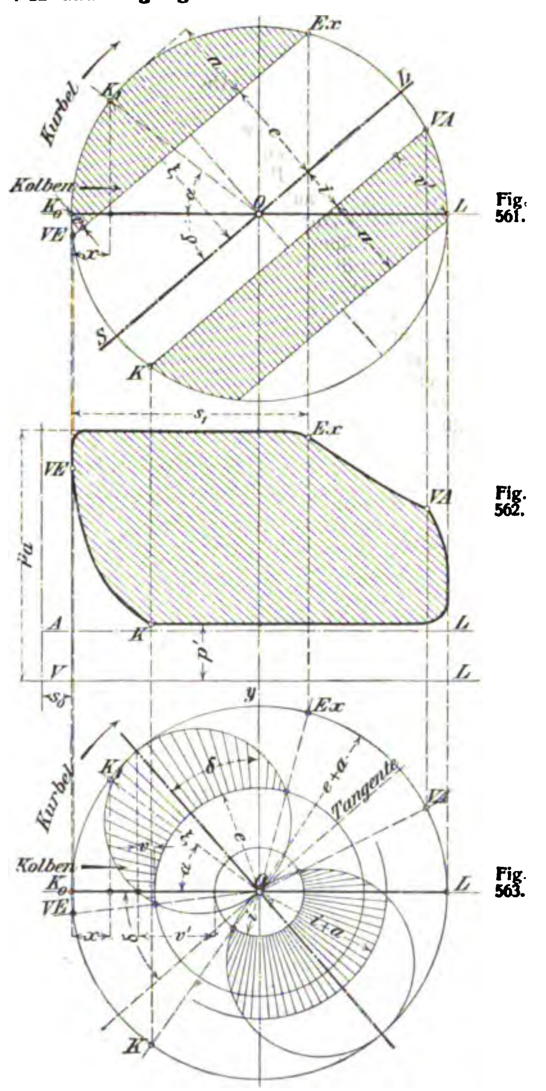
In übersichtlicherer Weise ergibt sich die Schieberbewegung in ihrer Abhängigkeit von der Kolben- bezw. der Kurbelbewegung durch Aufzeichnung der sog. Schieberdiagramme.

2. Schieberdiagramme.

Das Reuleaux-Müllersche Schieberdiagramm (Fig. 561). In diesem ist $K_0 O L$ die Kolbenweglinie, auf der die Kolbenwege x zu messen sind. Die Schiebermittellinie $S O L$, von der aus die Schieberwege ξ gemessen werden, ist entgegen der Drehrichtung der Kurbel um $90^0 + \delta$ zurückgedreht, demnach gegen die Totstellung der Kurbel um den Winkel δ geneigt. Kurbel- und Schieberkreis werden am einfachsten von gleicher Größe, d. h. zusammenfallend angenommen und in irgend welchem Maßstabe gezeichnet. Für einen beliebigen Kurbelwinkel $K_0 O K_1 = \alpha$ findet man den Kolbenweg x durch Abloten des Punktes K_1 auf die Kolbenweglinie $K_0 O L$; durch Abmessen des senkrechten Abstandes des Punktes K_1 von der Schiebermittellinie $S O L$ ergibt sich der zugehörige Schieberweg ξ.

Das Diagramm ist zweckmäßig zur Ermittelung von e, i, r und δ bei gegebener Dampfverteilung oder umgekehrt bei gegebenen Abmessungen der Steuerung (a, e, i, r, δ) zur Ermittelung der Abschnitte im Dampfdiagramm für den Einlaß und Auslaß zu benutzen. Sind im ersteren Falle die Vor-Einströmung, Vor-Ausströmung und der Kom-

pressionsbeginn — letzterer durch den Kompressions-Enddruck — in Teilen des Kolbenhubes vorgeschrieben, so lassen sich die bezüglichen Punkte VE, VA und K des gemeinsamen Kurbel- und Excenterkreises festlegen. Eine durch VA und K gelegte Gerade liefert den Voreilwinkel δ und die Austrittsdeckung i; die Parallele zur Schiebermittellinie SOL und VE ergibt die Eintrittsdeckung e und schneidet den Kreis in Ex, wodurch auch der Expansionsbeginn bestimmt ist.



Die Kanalweite a findet man nach S. 652, und es ist dann $r = e + a + m$ zu setzen, wobei der Überlauf $m = 0$ oder als ein kleiner Bruchteil von a angenommen werden kann. (In Fig. 561 ist $m = o$.) Für die Größen e, i und r des Diagramms ergeben sich absolute Werte durch Multiplikationen derselben mit der nach Vergleich der Strecke a in dem Diagramm mit der gegebenen Kanalweite a bestimmten Verhältniszahl.

Fig. 562 zeigt das zu dem Schieberdiagramm gehörige Dampfdiagramm.

Das Zeunersche Schieberdiagramm (Fig. 563) teilt mit dem Reuleaux-Müllerschen den Vorzug, daß es einfach (ohne Benutzung besonderer Kurven) aufzuzeichnen ist; es stellt die Schieberbewegung nicht in so unmittelbarem Zusammenhang mit dem tatsächlichen Vorgange dar wie dieses.

Die Kolbenwege x werden auf der Linie $K_0 O L$ gemessen, die Schieberwege ξ auf den Kurbelstellungen vom Mittelpunkte O aus als Längen abgetragen. Bei unendlich langer Excenterstange liegen die Endpunkte von ξ auf zwei Kreisen, die sich in O berühren, die Excentrizität r als Durchmesser haben und deren gemeinsame Tangente in O mit der Kolbenweglinie $K_0 O L$ den Winkel δ bildet. Diese Kreise schneiden für die einzelnen Kurbelstellungen die Schieberwege als Sehnenlängen ab. Dies läßt sich, wie folgt, nachweisen: Steht — unter Bezugnahme auf Fig. 564 — bei beliebiger Kurbelstellung $O K_1$ des Excenters in der Stellung $O A_1$, dann ist bei unendlich langer Excenterstange der Schieberweg $\xi = O F$. Fällt man von K_0' aus ein Lot auf den Excenterstrahl $O A_1$, so folgt, da $\sphericalangle O A_1 F = \sphericalangle O K_0' G = \delta + \alpha$, ferner $O A_1 = O K_0' = r$ und $\sphericalangle O G K_0' = \sphericalangle O F A_1 = 90^0$ (als Winkel im Halbkreis), aus der Kongruenz der Dreiecke $O G K_0'$ und $O F A_1$ $O G = O F$; mithin stellt $O G$ den Schieberweg ξ auf dem Strahl $O A_1$ dar.

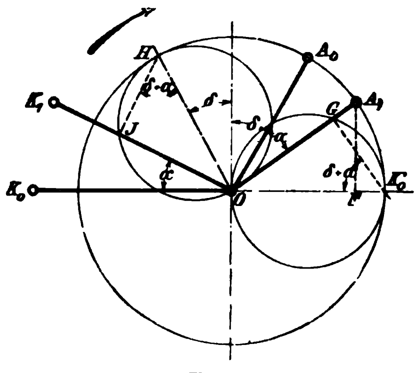


Fig. 564.

Zieht man einen Kreis über $O K_0'$, so schneidet dieser hiernach auf jedem Excenterstrahl den zugehörigen Schieberweg ab.

Die zu $O A_1$ gehörige Kurbelstellung $O K_1$ liegt um $90 + \delta$ in der Drehrichtung der Kurbel zurück; auf dieser Stellung wäre jetzt der Schieberweg abzutragen. Dreht man jedoch den ganzen Kreis über $O K_0'$ als Durchmesser um $90 + \delta$ zurück, so schneidet dieser Kreis über $O H$ als Durchmesser den Schieberweg $\xi = O J = O G$ auch auf der Kurbelstellung $O K_1$ ab, was — in ähnlicher Weise wie oben — aus der Kongruenz der Dreiecke $O J H$ und $O G K_0'$ nachgewiesen werden kann. Für größere Drehungswinkel α der Kurbel bezw. für die Ausweichungen des Schiebers von der Mittellage aus nach links läßt sich die Richtigkeit der obigen Behauptung ebenfalls nachweisen.

In Fig. 563 gilt der obere Kreis (positiver Schieberkreis) für die Schieberausweichungen nach rechts, der untere Kreis (negativer Schieberkreis) für die Schieberausweichungen nach links. Betrachtet man den aus O beschriebenen Kreis $K_0 K_1 L$ als Kurbelkreis und zieht ferner mit den Halbmessern e und i Kreise um O, so geben durch die Schnittpunkte der letzteren mit den Schieberkreisen gelegte Strahlen die den entscheidenden Schieberstellungen entsprechenden Kolbenwege und Kurbelwinkel an. Desgleichen ergeben sich v und v'. Die schraffierten Flächen der Schieberkreise zeigen die Größe der Einlaß- bezw. Auslaßöffnung bei der betreffenden Kurbelstellung; sie geben ein Bild von der Geschwindigkeit, mit der die Eröffnung und der Abschluß des Kanals von der Weite a erfolgt.

Schieberellipsen (Fig. 565). Die Schieberellipse ist eine Darstellung der Steuerbewegung durch eine Kurve, die entsteht, wenn die Kolbenwege als Abscissen, die zugehörigen Schieberwege als Ordinaten,

und zwar die Ausweichungen rechts von der Schiebermittellage oberhalb, diejenigen links von der Schiebermittellage unterhalb der Kolbenweglinie aufgetragen werden. Bei unendlichen Stangenlängen ($l = \infty$) liegen die Endpunkte von ξ auf einer Ellipse, bei endlichen Stangenlängen (in Fig. 565 für $l = 5\,R$ gezeichnet) auf einer unsymmetrischen ellipsenähnlichen Kurve. Die schraffierten Flächen der Ellipse geben die Größe der Einlaß- bezw. Auslaßöffnung bei der betreffenden Kurbelstellung an. Ebenso ergeben sich das äußere und innere lineare Voreilen v bezw. v' auf der den Kurbelkreis links bezw. rechts berührenden Senkrechten.

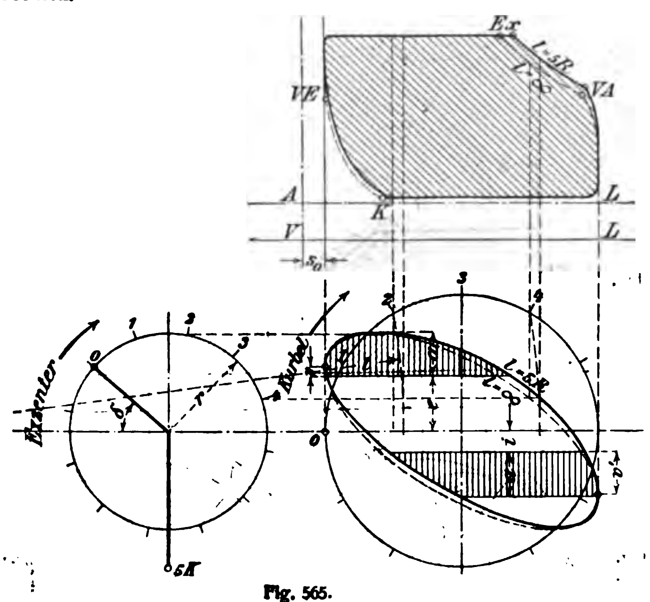
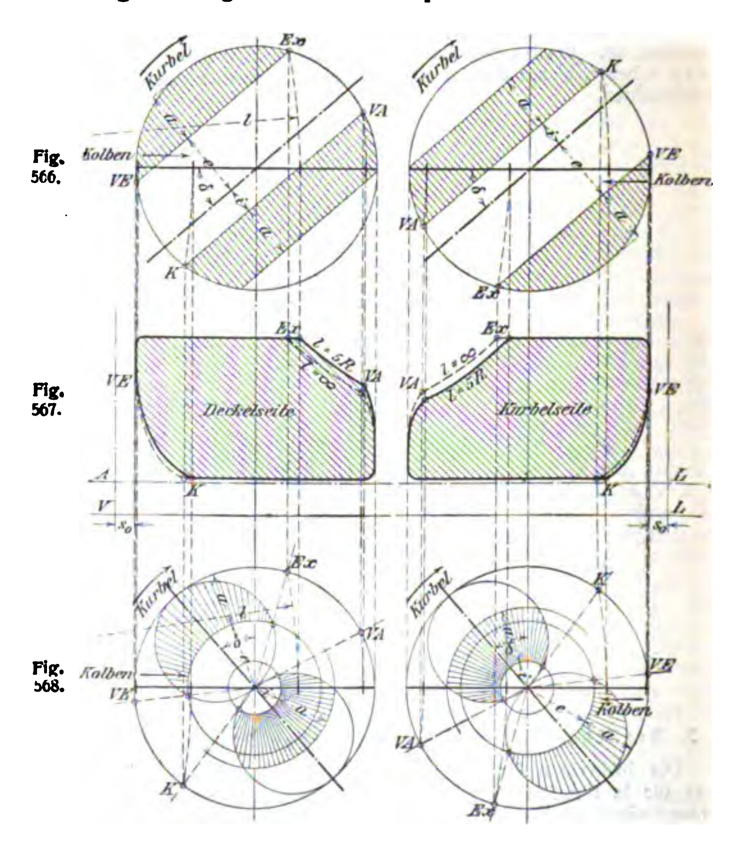


Fig. 565.

3. Berücksichtigung der endlichen Stangenlängen.

Die bisherigen Untersuchungen sind — ausgenommen diejenige über die in Fig. 565 dargestellte Schieberellipse — unter der Voraussetzung einer Schubstange von unendlicher Länge durchgeführt worden. Bei genaueren Ermittelungen ist die Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge erforderlich. Damit ergeben sich nicht unbedeutende Verschiedenheiten der Dampfdiagramme für die beiden Maschinenseiten. In welchem Maße diese Verschiedenheiten auftreten, läßt sich an Hand der Fig. 566 bis 568 gezeichneten Schieber- und Dampfdiagramme übersehen. Es sind hier mit Hilfe des Reuleaux-Müllerschen (Fig. 566) und des Zeunerschen Diagramms (Fig. 568) die Dampfdiagramme (Fig. 567) für die Deckel- und Kurbelseite einer Maschine ermittelt, und zwar unter der Voraussetzung, daß $l = \infty$ bezw.

$l = 5\,R$ ist. Im letzteren Falle ist statt senkrechter Projektion der betreffenden Kurbelkreispunkte auf die Kolbenweglinie **Bogenprojektion** mit einem Halbmesser l gleich der Schubstangenlänge auszuführen (s. S. 276). In dieser Weise ist in Fig. 566 und 568 und ebenso bei der in Fig. 565 dargestellten Schieberellipse verfahren.



Die durch die endliche Excenterstangenlänge l' hervorgerufene Abweichung des Schieberweges von dem für $l' = \infty$ läßt sich in ähnlicher Weise, wie dies bezüglich der Schubstange besprochen ist, durch Bogenprojektion mit einem Halbmesser l' gleich der Excenterstangenlänge auf die Schieberweglinie berücksichtigen.

Wegen der meist verhältnismäßig großen Excenterstangenlänge im Verhältnis zum Schieberhub sind die betreffenden Schieberabweichungen nur gering und deshalb in der Regel zu vernachlässigen. Voll-

kommenen Ausgleich würde man mit einem unsymmetrischen Schieber erzielen, bei dem die Mitte der Einlaßkanten gegen die Mitte der Auslaßkanten um die Größe $\frac{e^2}{2\,l'}$ (nach rechts) versetzt und der auf gleiches lineares Voreilen eingestellt ist.

4. Abänderungen des einfachen Schiebers.

Zur Verringerung des schädlichen Raumes bei großer Cylinderlänge werden geteilte Schieber (Fig 569) verwendet, die sich unabhängig

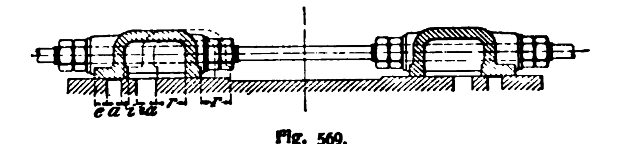


Fig. 569.

voneinander auf gemeinsamer Stange verstellen lassen. Die Weite des Auspuffkanales in jedem Schieberspiegel ist hier $a_0 \geq a$ zu nehmen. Im übrigen ergeben sich die Abmessungen des Schiebers und des Schieberspiegels aus Fig. 569.

Der Gitterschieber von Borsig, Fig. 570, findet bei den Niederdruckcylindern größerer stehender Verbundmaschinen Anwendung.

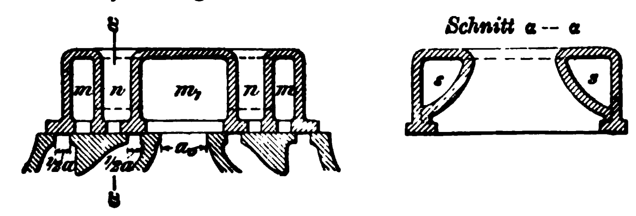


Fig. 570.

Behufs Verminderung des Schieberweges $2\,r$ sind an Stelle eines einzigen Dampfkanales a auf jeder Seite deren zwei von halber Weite $^1/_2\,a$ angeordnet, so daß sich für die Excentrizität ergibt

$$r \geq e + {}^1/_2\,a.$$

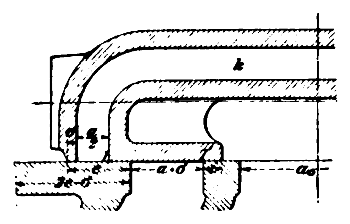
Sobald der Schieber um e nach rechts gegangen ist, beginnt durch beide Kanäle $^1/_2\,a$ die Dampfeinströmung. Die Dampfausströmung ist dadurch ermöglicht, daß die inneren Kanäle unmittelbar, die äußeren Kanäle durch die Schieberräume m, m und seitliche Kanäle s mit dem Schieberraum m_1 bezw. mit dem Auspuffkanal a_0 in Verbindung stehen.

(Der Schieber kann, da die Kanäle n nach oben ausmünden, auch als Grundschieber einer Doppelschiebersteuerung — für veränderliche Cylinderfüllungen — Anwendung finden, wobei auf seinem Rücken ein Expansionsschieber gleitet.)

Der Tricksche Kanalschieber (Fig. 571) gibt doppelte Eröffnung des Einströmkanales, indem diesem nicht nur von

der einen, sondern mittels eines Zwischenkanales k auch von der anderen Schieberseite her Dampf zuströmt.

Die Abbildung zeigt den zum Niederdruckcylinder einer Dreifachexpansionsmaschine (Raumdiagramm derselben s. Fig. 556) gehörigen Trickschieber mit Reuleaux-Müllerschem Schieberdiagramm und zugehörigem Dampfdiagramm. (Die Punkte VA und K des letzteren — für Beginn der Vor-Ausströmung und Kompression — sind mittels des ersteren ermittelt.) Ist a die nach S. 652 berechnete Kanalweite, so macht man die Weite des Zwischenkanales $= {}^1/_2 a$. Die Stegstärke kann, je nach der Größe des Schiebers, 1 bis 2 cm gewählt werden; damit ergibt sich die Kanalweite im Schieberspiegel $= a + \sigma$ und die Länge des letzteren außerhalb des Kanales $= 2e - \sigma$.



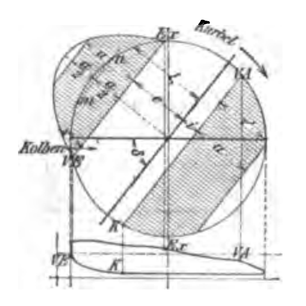


Fig. 571.

Die Verdopplung der Einströmung findet von Beginn des Voröffnens ($\xi = e$) statt; sie hört auf, wenn die Schieberkante 1 mit der rechtsseitigen Kanalkante 1′ zusammentrifft $\left(\xi = e + \frac{a}{2}\right)$. Es ist dann der Kanal bereits um die Größe a geöffnet.

Das Schieberdiagramm ist dasselbe wie bei dem gewöhnlichen Muschelschieber, nur hat man von der Vor-Einströmung (VE) bis zur Kanalöffnung ${}^1/_2\, a$ (Punkt m in Fig. 571), ebenso von n bis Ex die Eröffnungen über den mit der Excentrizität $r \geqq e + \frac{a}{2}$ als Halbmesser geschlagenen Schieberkreis hinaus nochmals aufzutragen. Für die Auslaßseite ist die Gleichung zu erfüllen

$$r \geqq a + i.$$

Die auf Tafel VI abgebildete stehende Verbundmaschine der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg in Nürnberg zeigt einen Trick-Kolbenschieber mit Liderungsringen an den Enden zum Regeln der Dampfverteilung des zugehörigen Niederdruckcylinders. Das Gewicht dieses Schiebers ist durch eine Entlastungsvorrichtung aufgehoben.

Der in Fig. 572 dargestellte, als Grundschieber einer Doppelschiebersteuerung mit Durchlaßkanälen versehene Weißsche Schieber gibt zufolge einer eingesetzten Zwischenwand und des entsprechend gestalteten Schieberspiegels doppelte Eröffnung des Ausströmkanales, sobald sich der Schieber aus seiner Mittellage um $\xi = i$, z. B. nach rechts bewegt hat. Die Eröffnung des Ausströmkanales erfolgt somit schneller als beim gewöhnlichen Muschelschieber, und es hat dieser Kanal in der Totlage der Kurbel (oder bereits vorher) schon seine volle Eröffnung erreicht, womit Droßlungen bei Beginn der Aus-

strömung vermieden werden. Ebenso schnell wie die Eröffnung erfolgt bei diesem Schieber auch die Schließung des Ausströmkanales. Um möglichst hohe Kompression zu erzielen, verbindet Weiß während kurzer Zeit die beiden Seiten des Kolbens durch Überströmspalten miteinander. Diese Verbindung beginnt, wenn der Schieber um $\xi = u$ vor seiner Mittellage steht und sich derselben nähert; sie hört auf, wenn der Schieber bei Entfernung aus seiner Mittellage diese um u überschritten hat. Die betreffenden Kurbellagen im Zeunerschen Schieberdiagramm (Fig. 574) ergeben sich durch die Schnittpunkte des um den Mittelpunkt des Kurbelkreises mit u als Halbmesser gezogenen Kreises mit den beiden Schieberkreisen.

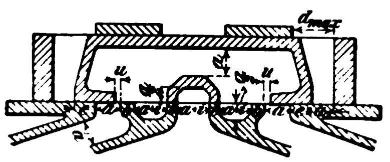


Fig. 572.

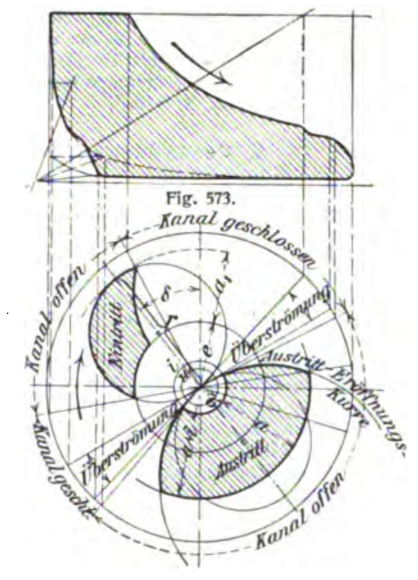


Fig. 573.

Fig. 574.

Zur Bestimmung der Schieberabmessungen ist zunächst, wie früher, die Kanalweite a unter Zugrundelegung einer mittleren Eintrittgeschwindigkeit des Dampfes zu berechnen, darnach

$$u \sim \frac{a}{4} - \frac{\sigma}{2} \quad . \quad 100$$

zu wählen, wobei, je nach der Größe der Maschine, die Sicherheitsdeckung

$$\sigma = 2 \text{ bis } 6 \text{ mm}$$

gesetzt werden kann.

Man geht jedoch bei den kleinsten Maschinen nie unter $u = 3$ mm und vergrößert ferner bei raschlaufenden Maschinen den aus Gl. 100 für u berechneten Wert noch um einige Millimeter, damit der Druckausgleich — die Überströmung durch die Spalte u — sich wirklich vollständig vollziehen kann.

Damit wird die innere Überdeckung

$$i = u + \sigma.$$

Für die Stegstärke genügt bei dieser Steuerung

$$b = 0,3\,a + 10 \text{ mm}.$$

Die äußere Deckung kann

$$\left.\begin{array}{l} e \sim 0,7\,a + 0,6\,\sigma \\ \text{bis } e \sim 0,9\,a + 0,6\,\sigma \end{array}\right\} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 101$$

und zwar der obere Wert bei Auspuff-, der untere Wert bei Kondensationsmaschinen, ferner die untere Weite des Durchgangskanales im Grundschieber

$$a_1 = 0{,}8\,a \text{ bis } 0{,}85\,a$$

gewählt werden.

Damit folgt für die Excentrizität

$$r = a_1 + e.$$

Der Voreilwinkel ist bestimmt durch

$$\sin \delta = \frac{e + v}{r},$$

worin $v = 0{,}25\,a$ bis $0{,}3\,a$ zu nehmen ist.

Trägt man das Zeunersche Schieberdiagramm mit dem zugehörigen Dampfdiagramm (Fig. 573) auf, so ist ersichtlich, daß — obschon der Beginn der Ausströmung nur etwa 6 bis 8 % vor Hubende liegt — der Ausströmkanal schon seine volle Eröffnung erreicht, wenn die Kurbel noch um $\sim 10^0$ bis 15^0 (je nachdem der obere oder untere Wert von e aus Gl. 101 genommen wird, vor ihrer Totlage steht (vergl. Z. d. V. d. I., 1896, S. 546.)[1])

5. Veränderung des Füllungsgrades.

Eine Veränderlichkeit der Expansion läßt sich bei Maschinen mit einfacher Schiebersteuerung durch Veränderung des Schieberhubes und des Voreilwinkels des Excenters erreichen, sobald dasselbe nicht mehr fest, sondern beweglich auf der zugehörigen Welle angeordnet und z. B. durch einen Flachregler in einer dem jeweiligen Beharrungszustande der Maschine entsprechenden Lage festgehalten wird. Hierbei bewegt sich, je nachdem der Flachregler eine Verdrehung des Excenters auf einer zweiten excentrischen Scheibe u. s. w. oder eine geradlinige Verschiebung des Excenters bewirkt, der Mittelpunkt desselben auf einer Kurve (Kreisbogen) oder auf einer geraden Linie — der sog. Centralkurve —, wobei im ersteren Falle auch das lineare Voreilen eine von der Gestalt der Kurve abhängige Veränderlichkeit erfährt. In der Regel wird die Forderung gestellt, daß das lineare Voreilen sich bei den verschiedenen Füllungen nicht wesentlich ändert, d. h. die Verstellung des Excentermittelpunktes ganz oder nahezu in einer Geraden erfolgt, die mit der Richtung der Kurbel einen rechten Winkel einschließt.

In Fig. 575 wird die Führung des Excenters in einer geraden Linie dadurch verwirklicht, daß das Excenter mit einem Gleitstück verbunden ist, welches sich zwischen Schlittenbahnen bewegt.

Angenäherte Geradführung läßt sich dadurch erzielen, daß das Excenter um einen festen Punkt gedreht wird. Je weiter derselbe vom Excentermittel entfernt ist, um so mehr nähert sich die Centralkurve der geraden Linie.

In Fig. 576 ist zu dem Zwecke das Excenter mit einem längeren Arm versehen, dessen Endpunkt an einem Arme des Schwungrades oder einer besonderen Scheibe drehbar befestigt ist. Das lineare Voreilen wächst hierbei mit der Verkleinerung der Füllung bezw. mit der Größe der Expansion.

[1]) Über einen Niederdruckschieber mit dreifacher Eröffnung für Ein- und Auslaß des Dampfes und mit Überströmung von Hochwald siehe Z. d. V. d. I. 1905, S. 1324 u. ff.

Bei dem an schnelllaufenden Maschinen, Bauart Dörfel-Pröll, angewendeten Flachregler ist, wie Fig. 577 erkennen läßt, auf der Steuerwelle ein besonderes Excenter aufgekeilt und über dieses erst das eigentliche Steuerexcenter drehbar angeordnet. Hierbei ist das Voreilen stärker veränderlich als vordem, doch nimmt es mit der Größe der Expansion ab. Dies ist, sofern die Veränderlichkeit innerhalb gewisser Grenzen bleibt, nicht als Nachteil der Steuerung anzusehen.

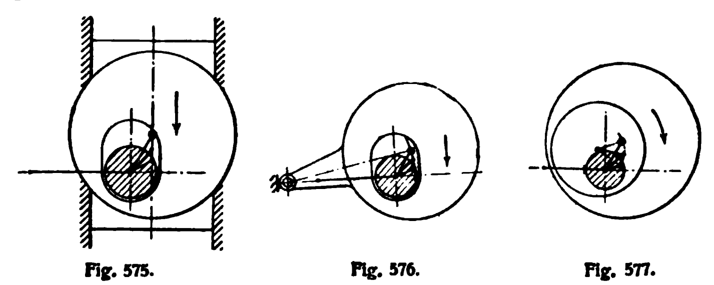


Fig. 575. Fig. 576. Fig. 577.

Zuweilen werden beide Excenter durch den Flachregler in entgegengesetztem Sinne gedreht, oder es wirkt derselbe mittels einer Gelenkgeradführung auf das Excenter ein. In beiden Fällen wird der Mittelpunkt des Excenters annähernd auf einer geraden Linie verschoben.

Auch durch Verbindung mit einer Kulissensteuerung (s. d.) können mit dem einfachen Schieber veränderlicher Excenterhub und veränderlicher Voreilwinkel erreicht werden.

Um die jeweiligen Änderungen in der Dampfverteilung verfolgen zu können, empfiehlt es sich, die verschiedenen Stellungen des Excenters entsprechenden Zeunerschen Schieberdiagramme aufzuzeichnen.

In einfacher Weise läßt sich eine Veränderung der Expansion (auch eine Umsteuerung) der Maschine beim Stillstande derselben von Hand dadurch erreichen, daß das auf der betreffenden Welle bewegliche Excenter durch einen in den kreisförmigen Schlitz einer auf der Welle festgekeilten Scheibe greifenden Schraubenbolzen mit der letzteren verbunden wird. Nach Lösen des Schraubenbolzens läßt sich das Excenter verdrehen — bei beabsichtigter Umsteuerung der Maschine um den Winkel $180 - 2\delta$ — und durch die damit bewirkte Veränderung des Schieberhubes und des Voreilwinkels für beliebige Füllungsgrade — innerhalb zulässiger Grenzen — einstellen.

b) Doppelschiebersteuerungen.

1. Allgemeines.

Bei den gebräuchlichen Doppelschiebersteuerungen (Meyer, Rider) bewegt sich auf dem Spiegel des Schieberkastens ein dem gewöhnlichen Muschelschieber ähnlicher, jedoch noch mit Durchlaßkanälen auf jeder Seite für den Einströmdampf versehener Grund- oder Verteilungsschieber, der die Vor-Einströmung, Vor-Ausströmung und den Beginn

der Kompression steuert, während durch einen zweiten, auf dem Rücken des Grundschiebers gleitenden Expansionsschieber — aus zwei getrennten, rechteckigen Platten (Meyer-Steuerung) oder aus einer einzigen oder aus mehreren trapezförmigen bezw. im abgewickelten Zustande trapezförmigen Platten (Rider-Steuerung) bestehend — der Beginn der Expansion festgelegt wird. Um veränderliche Expansion zu erhalten, werden bei der Meyer-Steuerung, wie Fig. 578 ersichtlich,

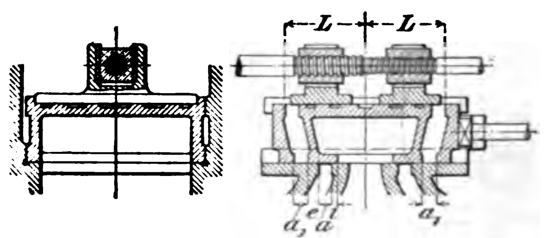


Fig. 578.

die beiden Expansionsplatten mit ihrer Schieberstange durch besondere Einlegstücke verbunden, die mit entgegengesetzt geschnittenem Muttergewinde versehen sind, während die Schieberstange entsprechendes Schraubengewinde trägt. Durch Drehung der Schieberstange in dem einen oder dem anderen Sinne werden die Platten einander genähert oder

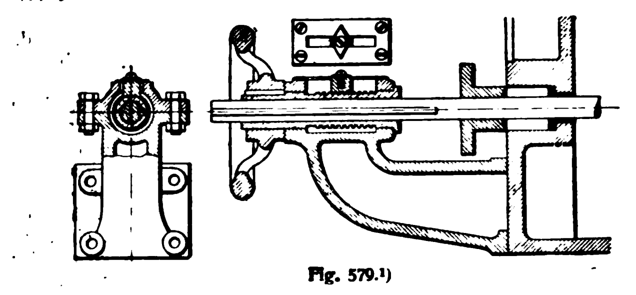


Fig. 579.[1])

voneinander entfernt, wodurch eine Vergrößerung bezw. Verkleinerung der Füllung hervorgebracht wird, wie noch näher zu besprechen bleibt. Die Drehung der Schieberstange geschieht durch den Maschinenwärter mit Hilfe des Handrades einer Stellvorrichtung mit Skala (Fig. 579); es findet sonach bei der gewöhnlichen Bauart der Meyer-Steuerung keine selbsttätige Verstellung durch den Regulator statt.

Bei der Rider-Steuerung bedarf es zur Füllungsänderung nur einer Querverschiebung (Verdrehung) des Expansionsschiebers, die durch eine Drehung der Expansionsschieberstange herbeigeführt wird, und zwar kann letztere Bewegung durch den Regulator erfolgen.

Um die Wirkung des Expansionsschiebers beurteilen zu können, ist die Relativbewegung desselben gegen den Grundschieber zu ermitteln.

[1]) Haeder, Dampfmaschinen.

Bezeichnet

r und δ die Excentrizität und den Voreilwinkel des Grundexcenters,
r_0 und δ_0 die Excentrizität und den Voreilwinkel des Expansions excenters,

so folgt für den Weg des Grund- bezw. Expansionsschiebers nach Drehung der Kurbel um einen beliebigen Winkel α aus der Totlage (von der Mittellage der Schieber aus gerechnet) nach Fig. 580

$$\xi = r \sin(\delta + \alpha)$$

bezw. $\xi_0 = r_0 \sin(\delta_0 + \alpha)$.

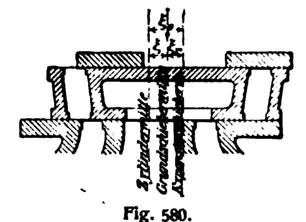


Fig. 580.

Die Relativbewegung des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber ist

$$\xi_r = \xi_0 - \xi = r_0 \sin(\delta_0 + \alpha) - r \sin(\delta + \alpha) = (r_0 \sin \delta_0 - r \sin \delta) \cos \alpha + (r_0 \cos \delta_0 - r \cos \delta) \sin \alpha.$$

Dieser Ausdruck stimmt in der Form mit der bei der einfachen Schiebersteuerung erhaltenen Gl. 98

$$\xi = r \sin(\delta + \alpha) = (r \sin \delta) \cos \alpha + (r \cos \delta) \sin \alpha.$$

überein. Es stellt sich sonach die Relativbewegung des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber als eine Schieberbewegung dar, die durch ein Relativexcenter hervorgebracht wird, dessen Bestimmungsstücke (Excentrizität r_r und Voreilwinkel δ_r) sich aus den Gleichungen

$$r_r \sin \delta_r = r_0 \sin \delta_0 - r \sin \delta$$
$$r_r \cos \delta_r = r_0 \cos \delta_0 - r \cos \delta$$

ergeben. Es ist hiernach

$$r_r = \sqrt{r^2 + r_0^2 - 2 r r_0 \cos(\delta_0 - \delta)}$$

und

$$\operatorname{tg} \delta_r = \frac{r_0 \sin \delta_0 - r \sin \delta}{r_0 \cos \delta_0 - r \cos \delta}.$$

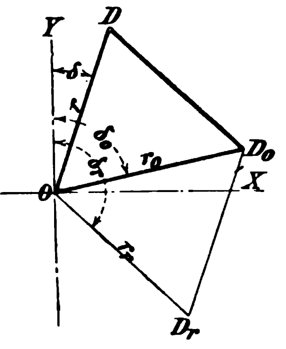


Fig. 581.

Konstruiert man aus den beiden Excentrizitäten r und r_0 das Parallelogramm $O D D_0 D_r O$ (Fig. 581), so ist $O D_r$, da es bezüglich seiner Größe und Lage den vorstehenden beiden Gleichungen Genüge leistet, die gesuchte Relativexcentrizität r_r. Das Parallelogramm kann aber auch benutzt werden, um aus den beiden Seiten r und r_r desselben die Excentrizität r_0 und den Voreilwinkel δ_0 des Expansionsexcenters zu ermitteln. Allgemein ausgedrückt, ergibt sich die Expansionsexcentrizität als die Diagonale eines Parallelogramms, welches Grund- und Relativexcentrizität als Seiten hat.

Um eine richtige Dampfverteilung bei Doppelschiebersteuerungen zu erhalten, darf, wenn der Expansionsschieber den Durchlaßkanal a_1 (Fig. 578) im Grundschieber geschlossen hat, die Wiedereröffnung desselben durch den ersteren nicht eher stattfinden,

als bis der Grundschieber den Kanal a im Schieberspiegel geschlossen hat. Anderseits muß aber die Eröffnung erfolgt sein, bevor der Grundschieber dem Dampf wieder Zutritt zu derselben Cylinderseite gewährt, d. h. vor Beginn der Vor-Einströmung des Dampfes in den Cylinder.

2. Meyer-Steuerung.

Die Abmessungen der beiden Schieber u. s. w. lassen sich unter Berücksichtigung gegebener Grundlagen mittels des Zeunerschen

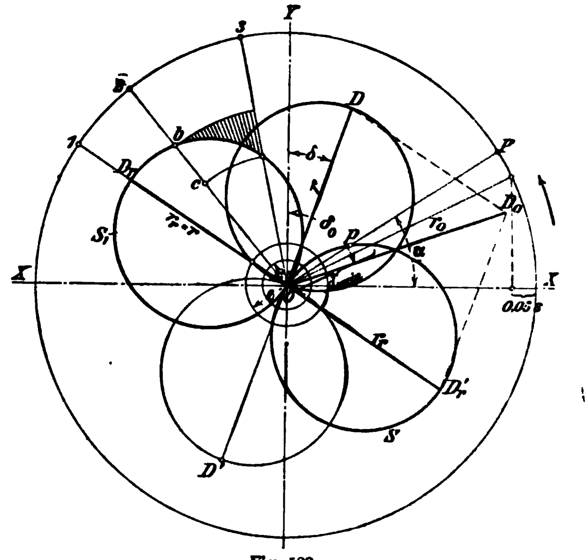


Fig. 582.

oder des Müller-Reuleauxschen Schieberdiagramms ermitteln. In Fig. 582 ist das erstere unter der Voraussetzung unendlicher Länge der Schubstange entworfen.

Man berechnet zunächst die Kanalweite a, ermittelt δ und r für das Grundexcenter, ferner die innere und äußere Überdeckung i bezw. e für den Grundschieber in ähnlicher Weise, wie bei der einfachen Schiebersteuerung, und trägt hierauf, entgegengesetzt zur Drehrichtung der Maschine, von der Lotrechten OY aus den Voreilwinkel δ und auf dem neuen Schenkel desselben die Excentrizität $OD = r$ ab, verlängert dieselbe nach rückwärts und schlägt über OD bezw. über dessen Verlängerung $OD' = OD$ als Durchmesser die sog. Grundschieberkreise, sodann mit den Halbmessern i und e Kreise um O. Legt man nun ferner die Mittellinie OD_r des Relativschieberkreises durch den Schnittpunkt des e-Kreises mit dem oberen Grundschieberkreis, d. h. in den nach Aufzeichnung des Kurbelkreises erhaltenen Strahl $O\,1$, macht

$OD_r = r_r = r$ und schlägt über OD_r bezw. dessen Verlängerung $OD_r' = OD_r$ als Durchmesser die Relativschieberkreise, so ist durch Ergänzung des Parallelogramms aus den Seiten r und r_r und durch Ziehen der Diagonale das Expansionsexcenter nach Excentrizität r_0 und Voreilwinkel δ_0 festgestellt.

S heißt der positive, S_1 der negative Relativschieberkreis. Diese Kreise schneiden für die einzelnen Kurbelstellungen die Größe der Relativbewegung des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber als Sehnenlängen ab, und zwar geben die Sehnen im positiven relativen Schieberkreis an, um welchen Betrag der Expansionsschieber relativ rechts, diejenigen im negativen relativen Schieberkreis, um welchen Betrag der Expansionsschieber relativ links steht.

Zieht man z. B. unter einem beliebigen Winkel α einen Strahl OP, so findet man, daß hierbei der relative Schieberweg $\xi_r = Op$ ist, d. h. die Mitte des Expansionsschiebers steht um Op rechts von der Mitte des Grundschiebers, oder der Expansionsschieber steht um Op relativ rechts u. s. w.

Alsdann hat man sich für die Füllungsgrenzen, d. h. für die größte und kleinste Betriebsfüllung, zu entscheiden, mit der die Steuerung arbeiten soll. Die größte Füllung findet ihre Grenze in derjenigen Füllung, welche der Grundschieber allein wirkend geben würde — im Diagramm entsprechend einem Kurbelwinkel $XO1$. Die kleinste Füllung wird stets größer als die Null-Füllung sein müssen; sie kann in den meisten Fällen zu etwa 0,05 des Kolbenhubes angenommen werden.

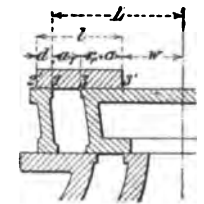


Fig. 583.

Im Diagramm liefern die zu den Kurbelstellungen für die kleinste und größte Füllung gehörigen Sehnen des positiven bezw. negativen Relativschieberkreises denjenigen Betrag d_{min} bezw. d_{max}, um welchen bei der relativen Mittellage beider Schieber die äußeren Kanten 2 (Fig. 583) der Durchlaßkanäle a_1 von denjenigen 2′ des Expansionsschiebers überdeckt werden oder nicht. d_{max} ist hiernach als negative Deckung (für die größte Füllung) zu betrachten.

Für die Ermittelung der Expansionsschieberlänge ist die kleinste Füllung zugrunde zu legen. Diese Länge ergibt sich, wenn die inneren Kanten 3′ des Expansionsschiebers jene 3 der Durchlaßkanäle in den äußersten Relativstellungen noch um $\sigma = 5$ bis 10 mm überdecken sollen, zu

$$l = r_r + d_{min} + a_1 + \sigma.$$

Die Entfernung der abschließenden Kante 2 des Durchlaßkanals von der Mitte beträgt mit dem aus dem Diagramm zu entnehmenden d_{max} bei ganz zusammengeschraubten Platten

$$L = l - d_{max} = r_r + a_1 + \sigma + w,$$

wenn

$$w = d_{min} - d_{max}$$

den Abstand der inneren Kanten 3′ der Expansionsschieberplatten von der Mitte bezeichnet.

Sofern, wie angenommen wurde, die beiden Platten bei der größten Füllung mit ihren inneren Kanten zusammenfallen, ist $d_{min} - d_{max}$ auch die Verstellungsgröße s, um welche die Platten durch die Schraube insgesamt verschoben werden müssen.

Die Weite des Durchlaßkanals im Grundschieber wird

$$a_1 = 0{,}8\,a \text{ bis } a$$

genommen.

Gibt z. B. in Fig. 582 der Strahl $O\,2$ die Kurbelstellung für die größte Füllung an und macht man $b\,c = a_1$, so erhält man in $O\,3$ die Kurbelstellung, bei der das Zuschieben des Durchlaßkanals beginnt, welches in $O\,2$ vollendet ist. Die Schraffierung gibt ein Bild des Zuschiebens. Das dieser Füllung entsprechende d_{max} ist gleich der Sehne $O\,b$ des negativen Relativschieberkreises.

Aus dem Diagramm läßt sich auch der Betrag ermitteln, um welchen der Expansionsschieber aus der Lage für die größte Füllung verstellt werden muß, um eine beliebig gewählte Füllung zu erhalten. Diese Ermittelung ist für eine Anzahl von Füllungen durchzuführen, wenn die Skala auf der Fig. 579 ersichtlichen Stellvorrichtung angebracht werden soll.

Bei der Meyer-Steuerung mit großer Schraube kann die Verstellung der Expansionsschieberplatten durch den Regulator erfolgen. Die Schraube ist als besonderes Gußstück auf der glatten Expansionsschieberstange befestigt und mit einem Links- und Rechtsgewinde von großer Ganghöhe versehen, derart, daß nur etwa eine halbe Drehung der Schraube für die ganze Verstellung nötig ist. Das Muttergewinde ist unmittelbar an den Expansionsschiebern ausgeführt, und zwar nur für einen kleinen Teil des ganzen Umfanges.

Der Regulator bewegt in diesem Falle gewöhnlich eine Zahnstange, die in ein auf der Schieberstange angebrachtes Zahnrad eingreift. Für den erforderlichen Drehungswinkel γ der Schraube gilt

$$\frac{\gamma}{360} = \frac{s}{h},$$

worin s die Verstellungsgröße (Gesamtverschiebung der Platten durch die Schraube), h die Schraubenganghöhe bedeutet.

Bezeichnet d den mittleren Gewindedurchmesser der Schraube, so kann

$$h \leqq \frac{1}{7}\,d\,\pi$$

genommen werden.

Für genauere Ermittelungen sollte auch bei der Meyer-Steuerung die Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge nicht unterlassen werden.

3. Rider-Steuerung.

Die Rider-Steuerung stimmt in den Grundlagen mit der Meyer-Steuerung überein und stellt sich nur als eine konstruktive Abänderung derselben dar. Fig. 584 veranschaulicht die einfachste Bauart der Rider-Steuerung mit dem zugehörigen Schieberkasten[1]). Die Durch-

[1]) Zu einer liegenden Dampfmaschine 220/500 der Maschinenfabrik Germania in Chemnitz gehörig.

laßkanäle des Verteilungsschiebers münden in dessen Grundfläche in der gewöhnlichen Weise aus, während sie im cylindrisch ausgeführten Rücken desselben in einem Winkel zusammenlaufen. Die steuernden

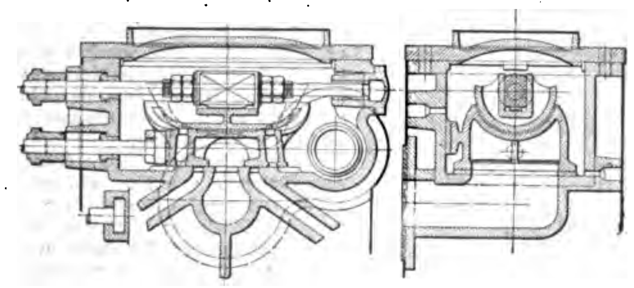


Fig. 584.

Kanten des, gleichwie der Grundschieberrücken, einen Teil eines Cylinders bildenden (offenen) Expansionsschiebers sind Schraubenlinien, die in der Ebene schräge Gerade darstellen, so daß für den Expansionsschieber eine Trapezform entsteht.

Fig. 585 zeigt die Abwickelung des oberen Spiegels vom Grundschieber, Fig. 586 diejenige der einen Hälfte des Expansionsschiebers. Die Füllungsänderung wird durch eine Drehung der Expansionsschieberstange und des auf ihr befestigten Expansionsschiebers herbeigeführt. Damit wird der Abstand der Schieberkanten von den Kanalkanten geändert, also dasselbe erzielt, was bei der Meyer-Steuerung durch Drehung der mit Links- und Rechtsgewinde versehenen Schieberstange erreicht wird.

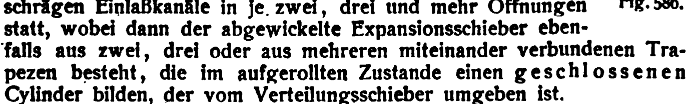


Fig. 585.

Fig. 586.

Häufig findet, um keine zu großen Längenabmessungen der Schieber (in Richtung der Schieberstangen) zu erhalten, eine Teilung der beiden schrägen Einlaßkanäle in je zwei, drei und mehr Öffnungen statt, wobei dann der abgewickelte Expansionsschieber ebenfalls aus zwei, drei oder aus mehreren miteinander verbundenen Trapezen besteht, die im aufgerollten Zustande einen geschlossenen Cylinder bilden, der vom Verteilungsschieber umgeben ist.

Fig. 587 zeigt eine derartige entlastete Rider-Steuerung mit zugehörigem Schieberkasten[1]. Es sind hier noch, um die zu den

[1] Zu einer liegenden Dampfmaschine 400/800 der Maschinenfabrik Germania in Chemnitz gehörig.

Enden des Dampfcylinders führenden Kanäle möglichst kurz zu erhalten, Grund- und Expansionsschieber *a* bezw. *b* in zwei getrennten Teilen ausgeführt. Jeder Grundschieber ist wieder aus zwei Teilen hergestellt, die je mit einem schrägen Einlaßkanal versehen sind. Der schräge Kanal des Oberteils jedes Grundschiebers verläuft entgegengesetzt zu dem des Unterteils und steht mit diesem durch zwei seitliche Kanäle in Verbindung.

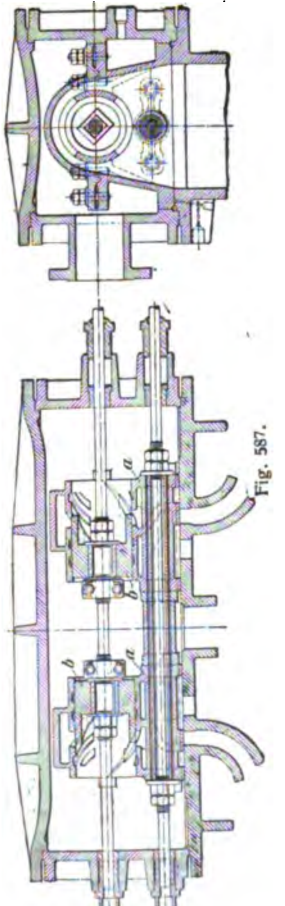


Fig. 587.

Der Expansionsschieber *b* hat in der Abwickelung, wie Fig. 588 zeigt, die Form von zwei Trapezen, die im aufgerollten Zustande einander diametral gegenüber liegen; hierdurch wird eine nahezu vollständige Entlastung dieses Schiebers erreicht, so lange er sich dampfdicht in dem Grundschieber bewegt. Die Abwickelung des oberen Spiegels vom Grundschieber *a* ist in Fig. 588 ebenfalls dargestellt. (Mit $r = 40$ und $r_0 = 32$ mm ergibt sich bei dieser Steuerung eine Vor-Einströmung von 1,5, eine Vor-Ausströmung von 5,0 und eine Kompression von 7,5 % des Kolbenhubes; die äußere und innere Überdeckung betragen 10 bezw. 2 mm.)

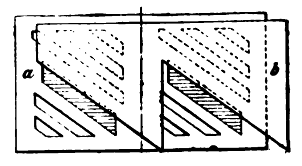
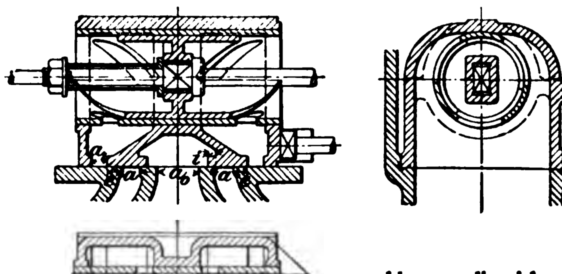


Fig. 588.

Eine Teilung des Grundschiebers läßt sich vermeiden, wenn die Einlaßkanäle behufs Erleichterung der Bearbeitung ihrer Kanten, wie Fig. 589 ersichtlich, in einer dampfdicht eingesetzten Büchse des Grundschiebers angeordnet werden. Die Büchse besitzt im vorliegenden Falle an jeder Seite drei schräge Öffnungen für den Dampfeinlaß — entsprechend drei aneinander hängenden Trapezen des abgewickelten Expansionsschiebers —, die durch seitliche Erweiterungen des Grundschiebers miteinander in Verbindung stehen.

Um eine Entlastung des Grundschiebers herbeizuführen, wendet die Sächsische Maschinenfabrik in Chemnitz an ihren stehenden Dampfmaschinen mit Rider-Steuerung eine sog. Entlastungs-

kammer an. Diese wird, wie Fig. 590 zeigt, gegen den im Schieberkasten stehenden Dampf durch die geteilte Stahlmembran $a\,a_1$ ab-



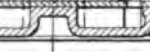


Fig. 589.

geschlossen, die sich einerseits gegen den festen Schieberkastendeckel, anderseits gegen den an diesem Deckel gehaltenen Schleifring b abdichtet. Unter dem letzteren gleitet der mit eingesetzter Büchse versehene Grundschieber. Jedes Abdrücken desselben infolge übermäßiger Kompression wird von der Tellerfeder d aufgenommen, die von außen gegen den Schleifring nachgestellt werden kann. Bemerkenswert ist noch die in Fig. 590 angedeutete Einrichtung zum Schmieren des Schieberspiegels.

Häufiger wird der Verteilungsschieber zum Zwecke seiner Entlastung, gleichwie der Expansionsschieber, als Kolbenschieber ausgebildet. Auf Tafel VI ist eine derartige Rider-Kolbenschiebersteuerung zum Regeln der Dampfverteilung des Hochdruckcylinders einer stehenden Verbundmaschine der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg in Nürnberg ersichtlich. Beide dampfdicht ineinander geführte Schieber sind aus Tiegelguß gefertigt. Der innere Expansionsschieber ist über die schraubenförmigen Steuerkanten hinaus verlängert, so daß diese jetzt als die Begrenzung von Spalten auftreten — die trapezförmige Form des abgewickelten

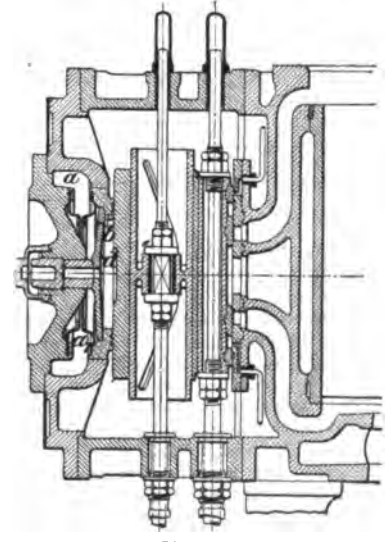


Fig. 590.

Schiebers also verloren geht. Das Gewicht des Grundschiebers ist durch eine Entlastungsvorrichtung aufgehoben.

Bei der Rider-Kolbenschiebersteuerung der Maschinenbau-A.-G. vorm. Starke & Hoffmann in Hirschberg i. Schl. wird nicht, wie gewöhnlich, der innere Expansionsschieber, sondern der diesen umgebende Grundschieber vom Regulator verstellt. Hiermit sollen, da die Schieber während des Betriebes selten längere Zeit auf gleichen Stellen hin und her gehen, Riefenbildungen auf den Gleitflächen derselben vermieden werden, — die Schieber infolgedessen dauernd dicht laufen.

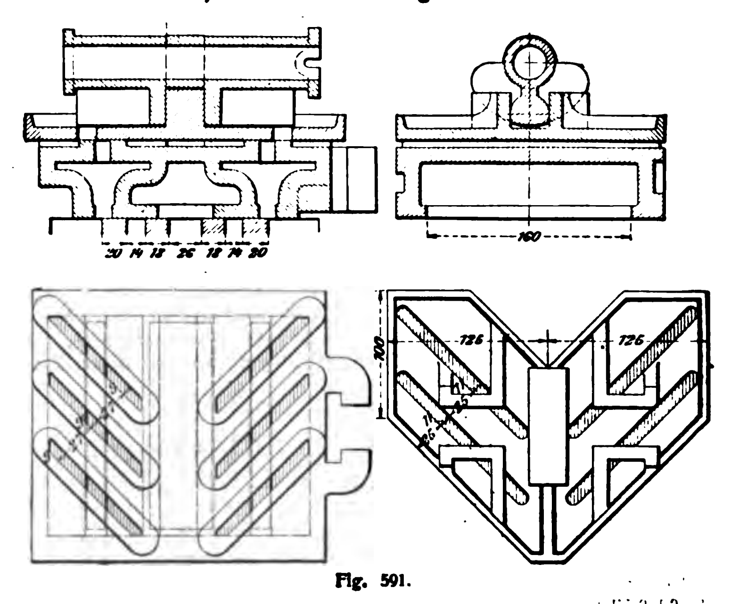


Fig. 591.

Die Stopfbüchsen der Schieberstangen sind nur gegen den Abdampf abzudichten, wenn Rider-Kolbenschiebersteuerungen mit innerer Einströmung an Verteilungs- und Expansionsschieber ausgeführt werden. In derartigen Fällen sind Grund- und Expansionsexcenter, gegenüber solchen Steuerungen mit äußerer Einströmung, diametral entgegengesetzt zu befestigen, um eine richtige Dampfverteilung zu erhalten. Es ist auch darauf zu achten, daß die im Rücken des Verteilungsschiebers in der Mitte anzuordnenden Öffnungen für den zuströmenden Frischdampf bei allen Stellungen des Schiebers den erforderlichen Querschnitt f besitzen.

Zuweilen wird bei der gewöhnlichen Rider-Steuerung nicht nur die Lauffläche des Grundschiebers, sondern auch diejenige des Expansionsschiebers und der letztere selbst als Ebene ausgebildet. Eine solche

Rider-Flachschiebersteuerung der Maschinenbau-A.-G. vorm. Ph. Swiderski in Leipzig-Plagwitz zeigt Fig. 591.

Die geradlinige Verschiebung des Expansionsschiebers geschieht dadurch, daß entweder die Schieberstange mit einem Zahnradsegment versehen wird, welches in eine Zahnstange auf dem Schieberrücken eingreift, oder dadurch, daß nur ein Zahn von größeren Abmessungen ausgebildet wird, der in eine entsprechende Lücke am Schieber eingreift.

Fig. 591 zeigt die letztgenannte Anordnung und läßt erkennen, wie dieser Zahn in zwei Teilen beiderseits von einer Platte ausgeführt ist, die, von zwei Rippen des Schiebers schließend umfaßt, die hin und her gehende Bewegung in der Stangenrichtung auf diesen übertragen.

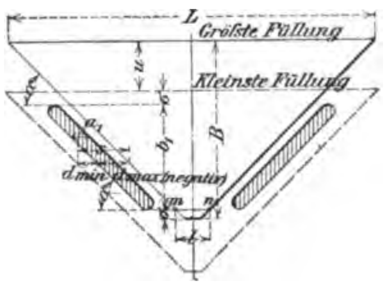


Fig. 592.

Zur Bestimmmung der Abmessungen eines einfachen Riderschiebers können dieselben Schieberdiagramme wie bei der Meyer-Steuerung benutzt werden.

Denkt man sich einen offenen Expansionsschieber der in Fig. 584 ersichtlichen Bauart mit seinem Spiegel in die Ebene abgewickelt, so entspricht in der Fig. 592 angegebenen relativen Mittellage beider Schieber die punktiert angegebene Lage des Expansionsschiebers mit einer Deckung von d_{min} der kleinsten, die ausgezogene Lage mit einer (negativen) Deckung von d_{max} der größten Füllung. Die größte Querverschiebung des Expansionsschiebers ist daher

$$u = (d_{min} - d_{max}) \operatorname{tg} \alpha.$$

Der Querschnitt der Durchlaßkanäle ergibt sich aus

$$f = a\,b = a_1\,b_1.$$

Man nehme, wie bei der Meyer-Steuerung,

$$a_1 = 0{,}8\,a \text{ bis } a$$

und dabei die Kanalbreite

$$b_1 = b,$$

oder auch $a_1 = a$ und dabei

$$b_1 = 0{,}8\,b \text{ bis } b.$$

Mit Rücksicht darauf, daß der Expansionsschieber in seinen äußersten Querlagen die Kanalkanten behufs dampfdichten Abschlusses noch um eine Größe σ überdecken muß, ergibt sich die Breite desselben

$$B = u + b_1 + 2\,\sigma = (d_{min} - d_{max}) \operatorname{tg} \alpha + b_1 + 2\,\sigma.$$

Die kleinste Länge des Expansionsschiebers — in der Linie $m\,n$ gemessen — beträgt

$$l = r_r + \sigma' + a_1 + d_{max},$$

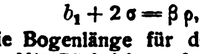
worin für die Sicherheitsdeckung $\sigma' \sim 10$ mm zu nehmen ist. Hiermit folgt für die größte Länge des Expansionsschiebers

$$L = l + 2\,(u + b_1 + \sigma) \operatorname{cotg} \alpha = l + 2\,[(d_{min} - d_{max}) \operatorname{tg} a + b_1 + \sigma] \operatorname{cotg} \alpha.$$

Die Steigung der Durchlaßkanäle und der Kanten des Expansionsschiebers kann so gewählt werden, daß der Neigungswinkel

$$\alpha = 30^0 \text{ bis } 70^0$$

beträgt. Je kleiner der Winkel α ist, um so kleiner wird die Breite und um so größer die Länge des Expansionsschiebers. Wickelt man den Spiegel des Expansionsschiebers um einen Cylinder vom Halbmesser ρ (Fig. 593), so stellt die Größe $b_1 + 2\sigma$ den zum Winkel β gehörigen Bogen dar. Es ist



$$b_1 + 2\sigma = \beta\rho,$$

worin β die Bogenlänge für den Halbmesser 1 bezeichnet. Mit Rücksicht auf dampfdichten Abschluß des Expansionsschiebers ist

$$\beta \sim \frac{2}{3}\pi$$

zu nehmen.[1])

Fig. 593.

Die Strecke $u = (d_{\min} - d_{\max}) \operatorname{tg} \alpha$ stellt den zum Winkel γ gehörigen Bogen dar. Der Winkel γ gibt die größte Drehbewegung des Expansionsschiebers an; er darf höchstens 60^0 betragen, doch wird dieser Wert in den meisten Ausführungen nicht erreicht.

Sofern mit Rücksicht auf nicht zu große Werte für den Drehungswinkel γ der Neigungswinkel α der Durchlaßkanäle verhältnismäßig klein gewählt wird, erhalten bei gegebener Kanalbreite b_1 Grund- und Expansionsschieber zuweilen ganz bedeutende Längen. In solchen Fällen teilt man die Kanäle $a_1 b_1$ in mehrere gleich große, z. B. n Teile von der Breite $b_0 = b_1 : n$, und verschiebt dieselben gegenseitig derart, daß sie gleich weit von einer zur Schieberstangenrichtung lotrecht stehenden Geraden abstehen. Man erhält dann, indem nun auch die steuernden Kanten des Expansionsschiebers in mehrere gegeneinander versetzte Teile zerfallen, einen mehrfach trapezförmigen Schieber, dessen Breite (in die Ebene abgewickelt)

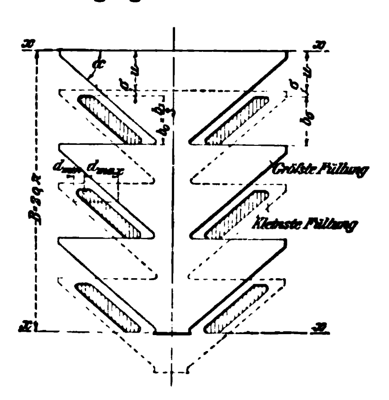


Fig. 594 a.

$$B = n(b_0 + \sigma + u)$$

beträgt.

Bei geschlossenem Expansionsschieber (Rider-Kolbenschieber) findet sich dessen Halbmesser ρ aus

$$2\pi\rho = n(b_0 + \sigma + u).$$

[1]) Möglichst gleiche Füllungen auf beiden Cylinderseiten erhält man bei der Ridersteuerung durch eine geringe Verschiedenheit des Neigungswinkels α auf beiden Seiten (siehe Reinhardt, „Steuerungstabellen für einfache und Doppelschiebersteuerungen"; Julius Springer).

Fig. 588 (S. 670) zeigt die **Abwickelung** eines **zweifach**, Fig. 594 a diejenige eines **dreifach** trapezförmigen Rider-Kolbenschiebers.

Die **Breite** B des Expansionsschiebers wird bei der einfachen Aneinanderfügung mehrerer Trapeze verhältnismäßig groß bezw. erhält

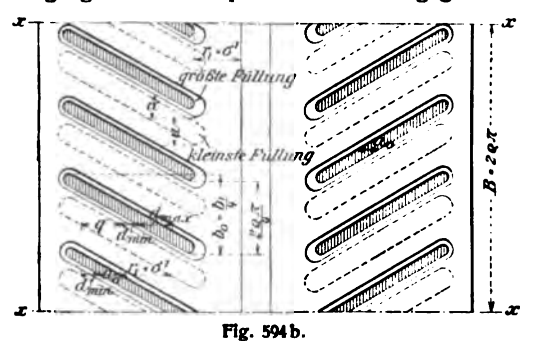


Fig. 594 b.

bei **gegebener Breite** (im aufgewickelten Zustande bei gegebenem Halbmesser ρ) b_1 einen kleinen Wert, wohingegen a_1 und die übrigen Steuerungsabmessungen sehr groß ausfallen, da zwischen den einzelnen Kanälen

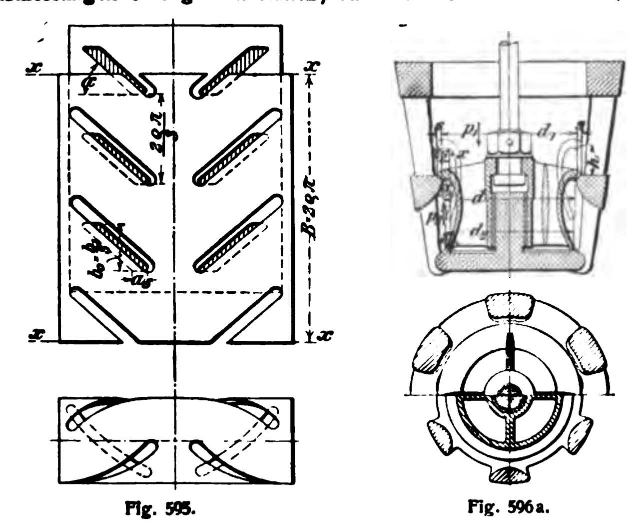


Fig. 595. Fig. 596 a.

immer der unbenutzte Abstand $\sigma + u$ auftritt. Eine wesentliche Raumersparnis läßt sich erzielen, wenn der Schieber an Stelle der wagerechten Begrenzungslinien (s. Fig. 594 a) unter dem Winkel α geneigte Kanten erhält. Dann entstehen auch in dem Schieber selbst schräge Schlitze, durch welche der Dampf hindurchtritt. Derartige **Riderschieber** mit **Ein-**

schnitten werden nur selten ausgeführt. Häufigere Anwendung finden dagegen Rider-Kolbenschieber mit Spalten, deren steuernde Kanten sich an den Innenseiten von Schlitzen befinden, die als rings umschlossene Öffnungen eines Rotationskörpers erscheinen.

Fig. 594 b zeigt die Abwicklung eines solchen, in zwei getrennten Teilen (vergl. Fig. 587) ausgeführten Expansionsschiebers mit je vier Schlitzen. Letztere werden für die größte Füllung aufgezeichnet und ihre wagerechten Abmessungen — die Schlitzweite q — so groß gewählt, daß die nicht steuernden Kanten der Schlitze die Durchlaßkanäle im Grundschieber rechtzeitig öffnen, d. h. jedenfalls noch, bevor dieser Voreinströmung gibt. In der der kleinsten Füllung entsprechenden Lage des Expansionsschiebers ist ferner darauf zu achten, daß bei der äußersten Relativlage desselben die nicht steuernden (äußeren) Kanten der Schlitze die zugehörigen Durchlaßkanäle noch um einen gewissen Betrag σ' überdecken. Für den wagerechten Abstand der betreffenden Kanten ergibt sich hiernach die Größe $r_1 + \sigma'$.

Fig. 595 zeigt die Abwicklung eines gewöhnlichen Rider-Kolbenschiebers mit je drei Spalten, deren gegenseitiger lotrechter Abstand wieder $\sigma + u$ beträgt, die Abwicklung seines Spiegels und ferner eine Ansicht des Schiebers im aufgewickelten Zustande (siehe auch Tafel VI).

c) Ventilsteuerungen.

1. Allgemeines.

Zur Steuerung der Dampfmaschinen finden als „Doppelsitzventile“ ausgeführte, gußeiserne Ventilformen der Fig. 596 a ersichtlichen Bauart am häufigsten Anwendung. Um das Ventil in den zugehörigen gußeisernen Sitz einbauen zu können, erhält in der Regel die obere Dichtungsfläche desselben einen etwas größeren Durchmesser als die untere, d. h. es ist $d_1 > d_2$ zu nehmen.

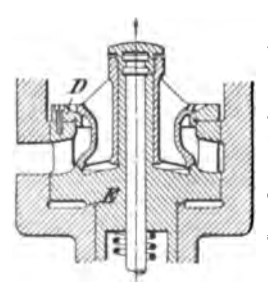
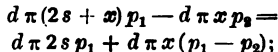


Fig. 596 b.

Die den größten Teil des Eröffnungswiderstandes bildende Kraft zum Anheben des Ventils berechnet sich, wenn p_1 und p_2 die Spannungen des Dampfes über bezw. unter dem Ventil und s die Sitzbreite bedeuten, ferner $d_1 - d_2 = x$ und $d = \frac{d_1 + d_2}{2}$ gesetzt wird, zu



$$d\pi(2s + x)p_1 - d\pi x p_2 = d\pi 2 s p_1 + d\pi x(p_1 - p_2);$$

hierzu kommt das Ventilgewicht und die das Schließen des Ventiles anstrebende Federkraft. Letztere kann unter normalen Verhältnissen beim geschlossenen Ventil für Maschinen mit ~100 Uml/min bei Hochdruckcylindern zu etwa $^1/_{15}$, bei Niederdruckcylindern zu etwa $^1/_{17}$ bis $^1/_{22}$ des Cylinderdurchmessers (in mm) gewählt werden, wobei der erste Wert für kleine, der zweite Wert für große Maschinen gilt. Damit die Federkraft möglichst klein ausfallen kann, erhalten die unteren Dichtungsflächen der nach Angabe von Lentz gebauten Ventile einen größeren Durchmesser als die oberen. Ein derartiges Ventil wird, um es einbauen zu können, mit dem äußeren Sitz D (Fig. 596 b) zusammengegossen und gleichzeitig

mit diesem bearbeitet; hierauf wird der nur durch Rippen oder dergl. mit dem Ventil verbundene Sitz abgestochen, so daß er nun einen Ring bildet, der sich am Ventil hin und her schieben läßt. Dieser Ring mit daranhängendem Ventil wird dann auf den Hauptsitz E, in dem er sich centriert, aufgepaßt und mittels Schrauben befestigt.

Die Abmessungen für Ventil und Sitz sind unter Zugrundelegung einer Durchschnittsgeschwindigkeit des gesättigten oder überhitzten Dampfes von höchstens 40 bezw. 60 m/sek im Einlaß zu berechnen; das Auslaßventil erhält gewöhnlich einen größeren Durchmesser als das Einlaßventil (vgl. S. 652). Bezeichnet, wie vordem, $d = \frac{d_1 + d_2}{2}$ den mittleren Durchmesser des Ventils, so kann der freie Durchgangsquerschnitt, je nach der Größe des Ventils, etwa

$$f = 0{,}65 \frac{d^2 \pi}{4} \text{ bis } 0{,}85 \frac{d^2 \pi}{4}$$

genommen werden.

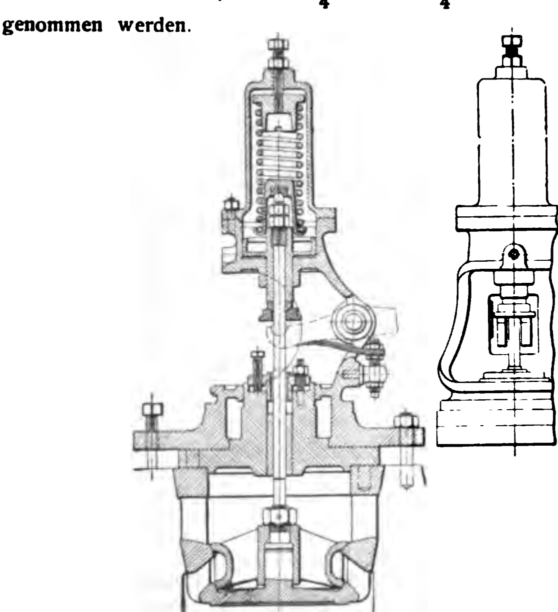


Fig. 597a.

Die Breite der Sitzflächen bewegt sich, je nach der Größe des Ventils, zwischen den Grenzen 2 und 5 mm. Der Hub des Ventils folgt aus

$$h = \frac{0{,}5 f}{d\pi - b},$$

worin b die gesamte Breite der versperrenden Rippen am Sitz bedeutet.

Auch die Abmessungen der Dampfwege über und unter dem Ventil sind derart zu wählen, daß sie dem hindurchtretenden Dampfe einen Querschnitt $\geq f$ bieten.

Die Führung des Ventils am zugehörigen Sitz geschieht entweder mit Rippen oder mittels eines cylindrischen Teiles, zuweilen auch durch beides gleichzeitig; seine Verbindung mit der Spindel hat in geeigneter Weise zu erfolgen.

Fig. 597a und 597b zeigen das zum Hochdruckcylinder einer Verbundmaschine mit Ausklinksteuerung von Carels Frères in Gent gehörige Einlaß- bezw. Auslaßventil mit Ventilhauben u. s. w.

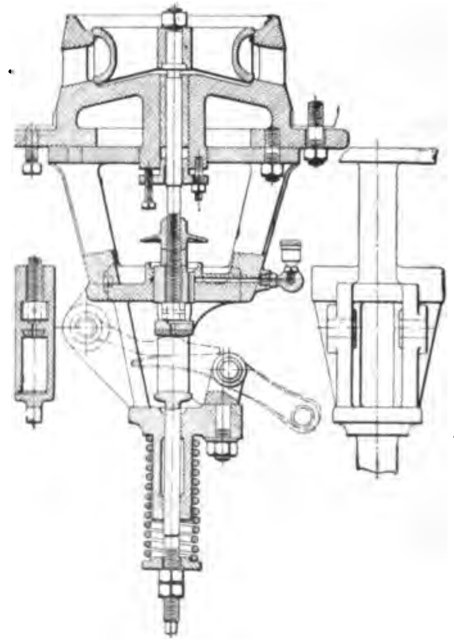


Fig. 597b.

Bei Anbringung der Ventile an einem Cylinder — es sind stets vier getrennte Ventile erforderlich — ist auf genügende Zugänglichkeit derselben, ferner auf die Entwässerung des Cylinders durch die unteren Auslaßventile Rücksicht zu nehmen.

Die Bewegung der Ventile wird in den meisten Fällen durch Excenter hervorgebracht, die entweder — wie bei den Schiebersteuerungen — unmittelbar auf der Schwungradwelle (bei Fördermaschinen häufig ausgeführt) oder aber auf einer besonderen Steuerwelle befestigt werden, die bei liegenden Maschinen mittels Kegelräder im Verhältnis 1 : 1, bei stehenden Maschinen zumeist noch unter Einschaltung einer stehenden Welle mit beiderseitigem Zahnradantrieb

von der Schwungradwelle aus ihre Bewegung ableitet. Die Steuerwelle dient vielfach auch zum Antrieb des Regulators.

Die zur Übertragung der Excenterbewegung auf die Ventile dienenden Teile bilden entweder eine Ausklinksteuerung oder eine zwangläufige Präzisionssteuerung.

Erstere überläßt das Ventil nach erfolgter Ausklinkung einem freifallenden Schluß, wodurch hauptsächlich eine rasche Schlußbewegung zur Erzielung scharf ausgeprägter Dampfdiagramme herbeigeführt wird. Da jedoch mit wachsender Beschleunigung die Aufsatzgeschwindigkeit unerwünscht hoch ansteigen würde, wodurch geräuschvolle und das Material gefährdende Stöße und Schläge beim Aufsetzen hervorgerufen werden, ist noch ein verzögerndes Mittel einzuschalten, als welches Luft- oder Flüssigkeitspuffer gebräuchlich geworden sind (vergl. nachstehend beschriebene auslösende Ventilsteuerungen von Sulzer bezw. von Collmann).

Werden solche Puffer nicht angewandt, so ist der Bereich der auslösenden Steuerung (Abschnappsteuerung) nur auf die niedrigen Umlaufzahlen beschränkt, während die Puffer bei etwas höheren Umlaufzahlen unerläßlich werden. (Über Nachteile und Unzuträglichkeiten bei Anwendung von Luft- oder Flüssigkeitspuffern an auslösenden Ventilsteuerungen u. s. w. ist auf eine bezügliche Abhandlung des Verfassers in Dinglers polytechnischem Journal 1904, S. 97, zu verweisen.)

Bei der zwangläufigen Ventilsteuerung erfolgt sowohl die Öffnungs- wie auch die Schlußbewegung des Ventiles durch ständig aktive Tätigkeit des Steuermechanismus (kettenschlüssige Steuerung), oder es erfolgt der Schluß des feder- oder gewichtbelasteten Ventiles nur unter passiver Tätigkeit desselben (kraftschlüssige Steuerung).

In beiden Fällen steht dem Übergang zu höheren Umlaufzahlen ein im Wesen der Steuerung liegender Hinderungsgrund nicht entgegen; es muß jedoch auch mit Rücksicht darauf, daß zuweilen Wasseransammlungen in den Cylindern auftreten, die schädliche Wasserschläge mit sich bringen können, der kraftschlüssigen zwangläufigen Ventilsteuerung gegenüber der kettenschlüssigen insofern ein Vorzug zuerkannt werden, als die Einlaßventile jener Steuerung eine Art Sicherheitsventilwirkung besitzen, indem das Ventil sich öffnen muß, wenn der Druck des eingeschlossenen Wassers die Federbelastung überwiegt.

Wegen dieser und auch anderer Vorzüge wird eine kraftschlüssige, zwangläufige Ventilsteuerung einfacher Bauart, wenn noch die Spindelabdichtungen derselben, wie es jetzt häufig geschieht, ohne Anwendung von Stopfbüchsen erfolgt — vergl. Verbundmaschine mit Lentz-Steuerung von Gebr. Meer in M.-Gladbach (S. 714) — den neuzeitlichen Bestrebungen im Dampfmaschinenbau am besten Genüge leisten.

Hinsichtlich der Dampf- und Erhebungsdiagramme (s. nachstehend) steht die zwangläufige Ventilsteuerung im allgemeinen in der Mitte zwischen der Schieber- und der auslösenden Ventilsteuerung, weil die Eröffnung und der Schluß des Ventiles gegenüber jener rascher erfolgen, während gegenüber dieser der zwangläufige Schluß weniger rasch vor sich geht.

Was die Befestigung der Excenter bei den Ventilsteuerungen anbelangt, so hat dies derart zu geschehen, daß sie bei der Totpunkt-

lage der Kurbel ihre Mittellagen bereits um den Voreilwinkel δ überschritten haben. Es müssen ferner die entsprechenden Excenter für beide Cylinderseiten diametral entgegengesetzt aufgekeilt sein.

Um bei gegebener Dampfverteilung die hierzu erforderlichen Steuerungsabmessungen zu ermitteln, können die früher besprochenen Schieberdiagramme benutzt werden. Einlaß- und Auslaßüberdeckungen e und i treten jedoch hier nicht am Abschlußorgan, sondern in der äußeren Steuerung auf. Es ist ferner darauf Rücksicht zu nehmen, daß fast stets eine Übersetzung der Excenterbewegung durch den Übertragungsmechanismus stattfindet, so daß sich die Excenterausschläge in einem bestimmten Verhältnis verändert auf das Ventil übertragen. In der Regel lassen sich aus dem festzustellenden größten Hub des Einlaß- und Auslaßventils sowie aus den Überdeckungen e bezw. i unter Zugrundelegung eines Gesamtübersetzungsverhältnisses die an der Schwungrad- oder Steuerwelle auftretenden Excentrizitäten ermitteln und damit die auf die Excenterbewegung bezogenen Schieberdiagramme aufzeichnen. Die Schnelligkeit der Eröffnung und des Abschlusses des Ventils lassen sich aus diesen Diagrammen jedoch nicht ersehen; hierzu dienen Ventilerhebungsdiagramme, die auf dem Grundsatz der Schieberellipse (s. d.) beruhen, indem die Abscissen durch die Kolbenwege, die Ordinaten durch die Erhebungen des Ventils gebildet werden.

Möglichst günstige Bewegungsverhältnisse des Ventils lassen sich bei den zwangläufigen Präzisionssteuerungen mittels sog. Wälzungshebel erzielen. Dieselben bestehen bei der Fig. 603 (S. 686) ersichtlichen zwangläufigen Ventilsteuerung von Collmann für jedes Einlaßventil aus zwei in festen Drehpunkten gelagerten Hebeln m und m_1 die sich in einer sehr schwach gekrümmten Kurve und einer geraden Linie berühren. Das Ventil wird beim Zusammentreffen der Hebel erst langsam angehoben, dann schnell geöffnet; ebenso wird es sehr rasch geschlossen und im letzten Augenblicke der Abwärtsbewegung langsam auf seinen Sitz geführt. Die gleiche Wirkungsweise ist für das Ausströmventil an jedem Cylinderende durch Anwendung von Gegenhebeln n und n_1 erzielt, die mittels einer am zugehörigen Excenter angreifenden Stange ebenfalls zwangläufig gesteuert werden.

Häufig wird die eine der Wälzungsflächen unbeweglich angeordnet, während die andere einem Hebel angehört, der sowohl mit der antreibenden Stange als auch mit der Ventilspindel verbunden ist, und zwar mit der letzteren ebenfalls durch ein festes Gelenk ohne seitliche Beweglichkeit; ein festliegender Drehpunkt am Cylinder ist in solchen Fällen nicht vorhanden (s. Fig. 605 S. 688). Auch hier findet zunächst eine Berührung beider Flächen in der Nähe der Spindel statt, so daß die Ventilerhebung unter Einwirkung einer großen Übersetzung ins Langsamere erfolgt, worauf dann durch Verlegung des Berührungspunktes nach außen die Hubgeschwindigkeit des Ventils sich schnell auf den endgültigen Betrag vergrößert — ein Vorgang, der sich mit entsprechender Umkehr bei der Schlußbewegung wiederholt.

Genaue Vorschriften über die geometrische Gestaltung und Lage der Wälzungskurven ergeben sich unter der Annahme eines einfachen Abrollens der Berührungsflächen beider Hebel, was mit Rücksicht auf möglichst geringen Verschleiß erwünscht ist.

Für den Entwurf einer Steuerung, bei der nur die Dampfverteilung gegeben ist, empfiehlt sich, die noch unbekannten Triebwerkabmessungen zunächst probeweise anzunehmen und dann für gewisse Regulatorstellungen die Bahnen der Gelenkpunkte — das sog. Steuerschema — aufzuzeichnen, aus dem die betreffende Füllung und die Bewegung des Ventiles hervorgeht. Man wird die Abmessungen zweckmäßig so wählen, daß auch bei kleinen Füllungen das Ventil sich genügend erhebt, um dem Dampf den erforderlichen Durchtrittsquerschnitt freizugeben, und zu dem Zweck das vorgenannte Ventilerhebungsdiagramm mit der Ellipse der Kolbengeschwindigkeiten (s. Fig. 246 auf S. 278) aufzeichnen. Die Abmessungen sind ferner so zu wählen, daß die Vor-Einströmung bei den verschiedenen Füllungen möglichst unveränderlich bleibt und der größte Ventilwiderstand (im Augenblick der Eröffnung des Ventils) keine Rückwirkung auf den Regulator hervorbringt. Bei der Annahme der zur Totlage der Kurbel gehörigen Excenterstellung ist zu beachten, daß sich damit auch die Auslaßsteuerung in geeigneter Weise bewirken läßt, vorausgesetzt, daß Ein- und Auslaß von einem gemeinsamen Excenter aus angetrieben werden. Als Beispiele für die Untersuchung am Steuerschema können die nachstehend beschriebenen Ventilsteuerungen von Sulzer und Collmann dienen.

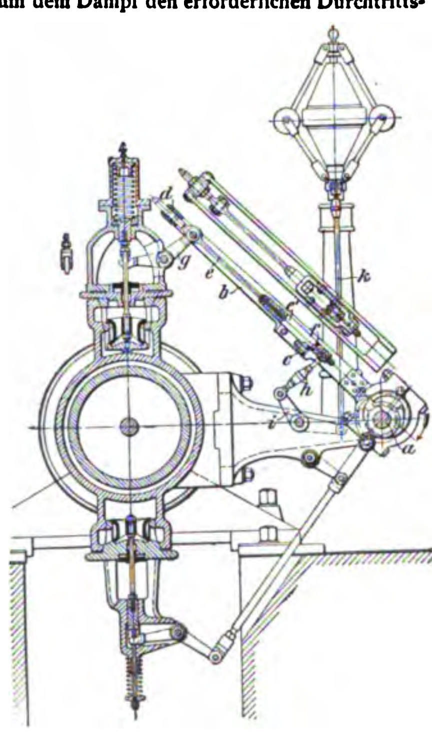


Fig. 598.

2. Auslösende Sulzer-Steuerungen mit Luftpuffern.

α) Alte Sulzer-Steuerung.

Zur Bewegung der oberen Einlaß- und unteren Auslaßventile dienen auf der Steuerwelle *a* (Fig. 598) befestigte Excenter bezw. unrunde Scheiben. Die aus zwei Flachschienen *b* gebildete Stange eines jeden Excenters ist mit einem (treibenden) Anschlag *c* versehen und wird mit ihren Enden an den beiden Zapfen einer Hülse *d* angelenkt, die sich bei der Bewegung der Excenterstange auf einer Spindel *e* verschiebt.

Letztere trägt in ihrer bügelartigen Verlängerung *e'* ebenfalls einen (getriebenen) Anschlag *f* und wird auf ihrem oberen Teile von einem an der Ventilspindel angreifenden Winkelhebel *g* erfaßt, während am unteren Ende eine Schwinge *h* angreift, die mittels Winkelhebels *i* und Stange *k* mit dem Regulator in Verbindung steht. Bei der Drehung des Excenters, im Sinne des Fig. 598 ersichtlichen Pfeiles, trifft der treibende mit dem getriebenen Anschlag zusammen, wodurch das betreffende Einlaßventil geöffnet wird. Da die Steuerkante am treibenden Anschlag eine ellipsenähnliche Kurve beschreibt, verschieben sich die Anschlagflächen so lange übereinander, bis die Ausklinkung erfolgt und das Einlaßventil unter Mitwirkung eines Luftpuffers durch Federkraft geschlossen wird. Die Größe der im Augenblicke des Zusammentreffens miteinander in Berührung kommenden Anschlagflächen ist von der Stellung des Regulators bezw. des von diesem eingestellten getriebenen Anschlages abhängig, so daß die Ausklinkung und damit die Expansion früher oder später eintritt.

Fig. 599 zeigt das Steuerschema für zwei verschiedene Regulatorstellungen — entsprechend 0,12 und 0,8 Füllung — im Augenblicke der Vor-Einströmung, d. h. des Zusammentreffens von treibendem und getriebenem Anschlag. Es ist die ellipsenähnliche Kurve der Kante am treibenden sowie die Bahn der Kante am getriebenen Anschlag eingezeichnet. Letztere ergibt sich als Kreisbogen mit dem Halbmesser *ge*, wenn *df* gleich und parallel *ge* ist, also genaue Parallelführung von *fe* stattfindet, andernfalls weicht sie nur unbedeutend hiervon ab. Die Ausklinkung erfolgt in dem Augenblicke, wo beide Kanten in den hervorgehobenen Schnittpunkten ihrer Bahnen angelangt sind.

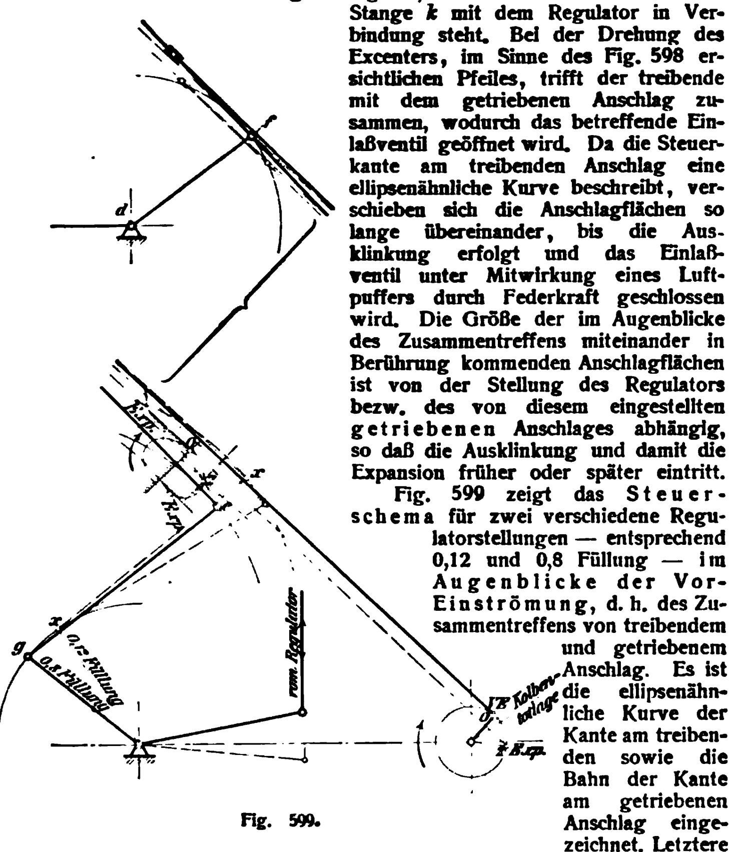


Fig. 599.

β) Neuere Sulzer-Steuerung.

Bei der alten Sulzer-Steuerung treffen die beiden Anschlagflächen zusammen, wenn die Excenterkurbel in Nähe der Mittellage steht,

sonach ihre Geschwindigkeit und damit auch diejenige des treibenden Anschlages eine verhältnismäßig große ist. Demgegenüber ist die neuere Steuerung mit besonderer Rücksichtnahme auf die Erzielung geringer Geschwindigkeit beim Zusammentreffen der beiden Anschlagflächen entworfen, um den hierbei auftretenden Stoß möglichst herabzuziehen oder anderseits größere Umgangszahlen zu ermöglichen. Die frühere oder spätere Ausklinkung der beiden Anschläge erfolgt hier durch Verstellung des treibenden Anschlages seitens des Regulators.

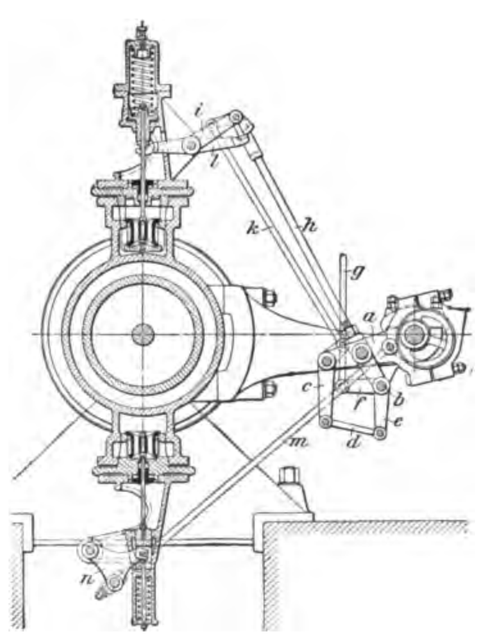


Fig. 600.

Wie Fig. 600 erkennen läßt, werden Einlaß- und Auslaßventil an jedem Cylinderende von einem gemeinsamen Excenter der Steuerwelle aus bewegt. Die kurze (gegabelte) Stange *a* desselben wird ungefähr in der Mitte durch zwei Schienen auf einem Kreisbogen um die Welle *b* geführt, während ihr äußeres Ende mit einem Winkelhebel *c* gelenkig verbunden ist, dessen unteres Ende durch eine Stange *d* mit einem auf der Welle *b* festgekeilten Hebel *e* zusammenhängt. Auf derselben Welle ist ferner ein zweiter Hebel *f* befestigt, der durch die nach dem Regulator führende Stange *g* gehoben oder gesenkt werden kann. Inmitten der Excenterstange greift noch eine nach oben geführte Stange *h* an, deren anderes Ende einen Winkelhebel trägt, dessen lotrechter Schenkel den treibenden Anschlag bildet und diesem sowie zwei um einen Festpunkt frei drehbaren Lenkern *i* eine auf- und niedergehende Bewegung erteilt. Der wagerechte Schenkel des vorgenannten Winkelhebels ist durch eine Stange *k* mit dem am äußeren Ende der Excenterstange angreifenden Winkelhebel *c* verbunden, so daß der treibende Anschlag eine entsprechende Bewegung ausführt. Hierbei trifft er auf den zwischen den Lenkern liegenden Ventilhebel *l* mit harter Gleitfläche (getriebener Anschlag) und drückt denselben nieder, wobei das Einlaßventil geöffnet wird, während gleichzeitig eine Verschiebung des treibenden Anschlages über den getriebenen erfolgt, bis wieder die Ausklinkung eintritt und

das Ventil durch eine vordem zusammengedrückte Feder rasch auf seinen Sitz zurückgelangt. Durch den Regulator wird eine derartige

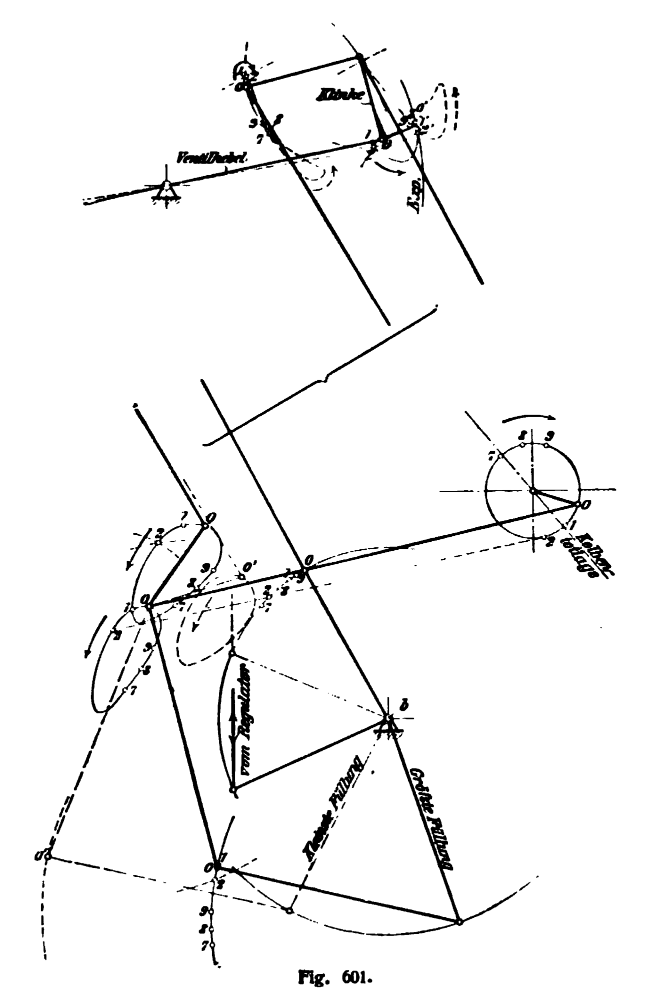


Fig. 601.

Verstellung des treibenden Anschlages bewirkt, daß derselbe längere oder kürzere Zeit mit dem getriebenen Anschlage in Berührung bleibt, wodurch Füllungsänderungen erreicht werden.

Der Antrieb des Ausströmventils geschieht ebenfalls von der Excenterstange aus mittels der Stange *m*, die den Winkelhebel *n* bewegt.

In Fig. 601 ist das Schema für diese Steuerung mit den Kurven von Gelenkpunkten und Klinkenkante für die kleinste und größte Füllung gegeben.

Zufolge des herzförmigen Verlaufes der Kurve, welche der Klinkenendpunkt beschreibt, kann das Hinüberschieben der Klinke über das entsprechend der Ventilschlußlage in Ruhe befindliche Ende des Ventilhebels fast parallel mit dessen Anschlagfläche und sehr nahe über derselben herbeigeführt und eine verhältnismäßig kleine Geschwindigkeit des Zusammentreffens bewirkt werden.

3. Auslösende Collmann-Steuerung mit Flüssigkeitspuffern.

Bei der in Fig. 602 dargestellten Steuerung endet die Stange *s* des zu jedem Einlaßventil gehörigen Excenters der Steuerwelle in einer Gabel, die mit dem Führungshebel *v* durch einen Bolzen *b* gelenkig verbunden ist, um den sich auch die Klinke *k* dreht; diese hebt bei ihrer Abwärtsbewegung mittels des Doppelhebels *e* das Einlaßventil so lange, bis ihr unteres Ende mit dem auf einer vom Regulator oder dergl. eingestellten Stange *p* sitzenden Daumen *d* in Berührung kommt, worauf das Auslösen der Klinke und damit die durch Federdruck veranlaßte Abwärtsbewegung der Ventilspindel unter Mitwirkung eines Flüssigkeitspuffers erfolgt. Derselbe besteht aus einem mit der Ventilspindel verbundenen Kolben *t*, der sich in einem mit Öl gefüllten Cylinder bewegt, und dessen Umfang mit einer Reihe von Löchern versehen ist, die der Flüssigkeit einen je nach der Lage des Kolbens veränderlichen Durchströmquerschnitt bieten. Bei der Aufwärtsbewegung des Ventiles mitsamt dem Kataraktkolben *t* gelangen die Löcher des letzteren über die betreffende Cylinderkante, und bei der durch Federdruck veranlaßten Abwärtsbewegung des Ventiles strömt das in dem

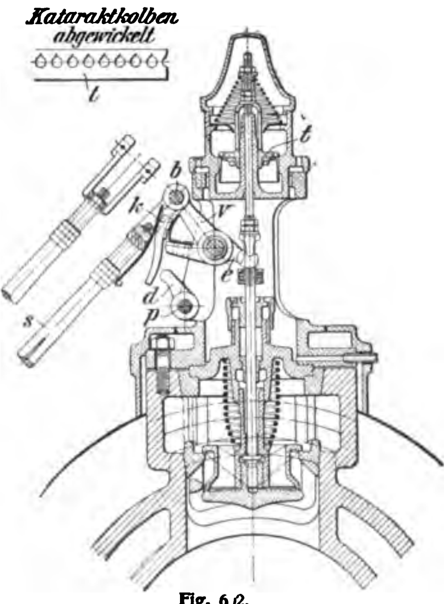


Fig. 602.

Raume unter dem Kolben eingeschlossene Öl ohne besonderen Widerstand durch diese Löcher. Das Ventil fällt infolgedessen rasch herunter, bis die Cylinderkante nur noch die Spitzen der Löcher frei läßt, womit ein sanftes Setzen des Ventiles herbeigeführt wird.[1]) Die sich berührenden Flächen der Klinke k und des Hebels e sind leicht auswechselbar aus Stahl hergestellt. Das Einschnappen der Klinke erfolgt geräuschlos mittels einer gegenüberliegenden Feder.

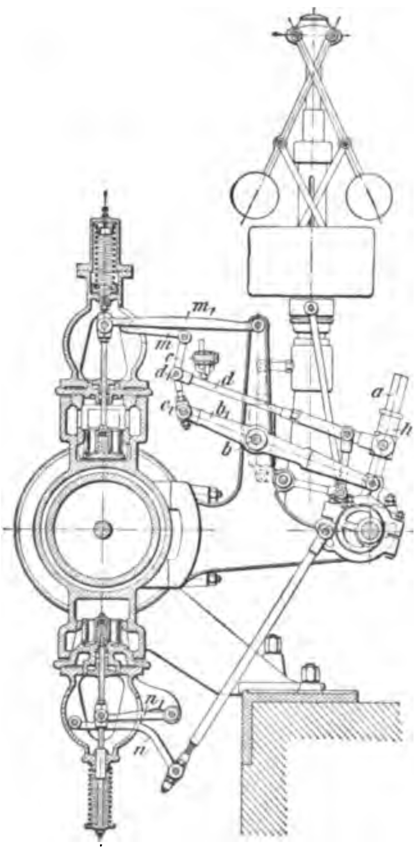


Fig. 603.

Eine Collmann-Steuerung der vorbeschriebenen Bauart dient zur Bewegung der Einlaßventile des Hochdruck- und Niederdruckcylinders der in Fig. 625 bis 627 S. 707 u. ff.) dargestellten liegenden Verbunddampfmaschine von 1200 PS_i der Maschinenfabrik L. Láng in Budapest.

Die Auslaßventile werden bei dieser Maschine von besonderen Excentern gesteuert.

4. Zwangläufige Collmann-Steuerung.

Einlaß- und Auslaßventil an jedem Cylinderende werden von einem gemeinsamen Excenter der Steuerwelle bewegt, dessen kurze nach oben gerichtete Stange a (Fig. 603) durch einen um den Zapfen b drehbaren Hebel b_1 mit dem unteren Gelenke c_1 eines Kniehebels $c\,c_1$ und durch eine Gelenkstange d mit dem Knie d_1 desselben verbunden ist. Der Hebel b_1, welcher dem unteren Gelenke c_1 des Kniehebels eine auf und ab schwingende konstante Bewegung erteilt, führt den Angriffpunkt der Excenterstange auf einem Kreisbogen, wodurch alle höher liegenden Punkte dieser Stange eiförmige Kurven beschreiben, deren Höhe (in Richtung der Excenterstange gemessen) für alle gleich, deren Breite aber um so größer ist, je weiter sie von dem geführten Punkte entfernt sind. Infolgedessen wird das Knie d_1 durch die Stange d, deren anderes Ende über eine auf der Excenterstange mittels eines Gestänges vom Regulator eingestellte Hülse h greift, mehr oder weniger durchgedrückt und die auf und ab

[1]) Über einen Flüssigkeitspuffer mit beim Gange der Maschine regelbarer Flüssigkeitsmenge s. Dinglers polyt. Journal 1905, Heft 51, S. 804.

gehende Bewegung des oberen Gelenkes c des Kniehebels zu einer veränderlichen gemacht. Dieses obere Gelenk überträgt seine Bewegung unter Einschaltung zweier Wälzungshebel m, m_1 (vergl. S. 680) auf die Ventilspindel. Die gleiche Wirkungsweise ist für das Ausströmventil durch Anordnung ähnlicher Wälzungshebel n, n_1 erzielt.

Fig. 604 a gibt das Schema der Steuerung mit den Bahnen der Gelenke für drei Regulatorstellungen — entsprechend 0,03, 0,15 und 0,50 Füllung — im Augenblicke der Vor-Einströmung. Letztere ist bei der

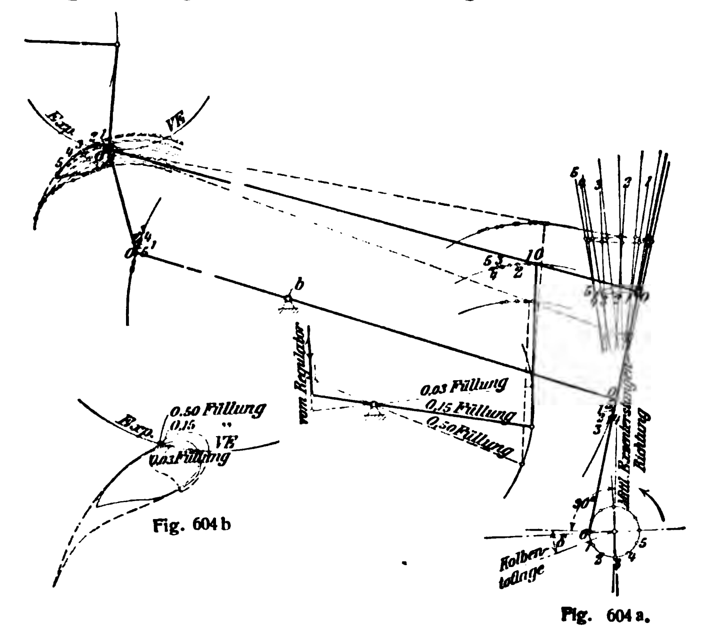


Fig. 604 b

Fig. 604 a.

Collmann-Steuerung nicht konstant. Sollte es der Fall sein, so müßte der zur Führung der Hülse h (Fig. 603) dienende Teil der verlängerten Excenterstange nach einem Kreisbogen gekrümmt werden, der die Länge der Stange d zum Halbmesser und die Lage des Kniegelenkpunktes d_1 bei Beginn der Vor-Einströmung zum Mittelpunkt hat.

In Fig. 604 b sind die Bahnen des Gelenkpunktes d_1 (Fig. 603) für die drei genannten Regulatorstellungen nochmals in größerem Maßstabe dargestellt.

5. Zwangläufige Widnman-Steuerung.

Bei der in Fig. 605 am Hochdruckcylinder einer liegenden Verbundmaschine von 450 bezw. 700 mm Cylinderdurchmesser und 900 mm Hub der **Maschinenfabrik Germania** in Chemnitz dargestellten Steuerung ist der Bügel des zur Bewegung des Einlaß- und Auslaß-

ventils jeder Cylinderseite dienenden Excenters der Steuerwelle durch einen kurzen Lenker *a b* (doppelt) mit einem zweiarmigen Hebel *b c d* gelenkig verbunden, dessen anderes Ende *d* durch die Zugstange *de* und den Hebel *e f* auf die Spindel des Einlaßventils wirkt. Als Stützpunkt des Hebels *b c d* dient der Bolzen *c* des auf der Regulatorwelle *r* festgekeilten Hebels *r c*. Je nach der Einstellung der Welle *r* durch den Regulator erhält der Hebel *r c* und damit auch der Lenker *a b* eine andere Neigung, so daß auch die Größe und die Dauer der Ventil-

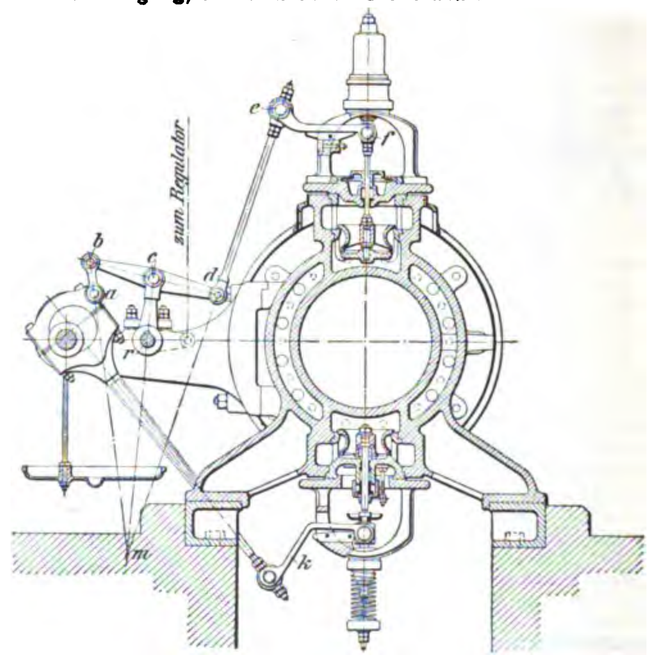


Fig. 605.

eröffnung eine veränderliche wird. Um konstante Vor-Einströmung bei den verschiedenen Füllungen zu erhalten, ist die Welle *r* in den Mittelpunkt des Kreises gelegt, der angenähert die Bahn des Punktes *c* ersetzt; letztere wird erhalten, wenn man das Excenter und den Einlaßventilhebel in die dem Beginn der Vor-Einströmung entsprechende Stellung bringt und den Punkt *b* die zu den verschiedenen Füllungen gehörigen Lagen einnehmen läßt. Da sich in dieser Stellung die drei Mittellinien *a b*, *r c* und *d e* stets (oder nahezu) in einem Punkte *m* schneiden, wird in derselben keine Rückwirkung auf den Regulator hervorgebracht.

Zur Bewegung des Auslaßventils ist die Excenterstange mit dem zweiarmigen Hebel *k* unmittelbar verbunden.

6. Zwangläufige Lentz-Steuerung.

Die unter D.R.P. Nr. 107 813 geschützte Steuerung ist wegen der großen Einfachheit der konstruktiven Durchbildung und der erheblichen Verminderung der bewegten Massen für beträchtliche Umlaufzahlen geeignet.

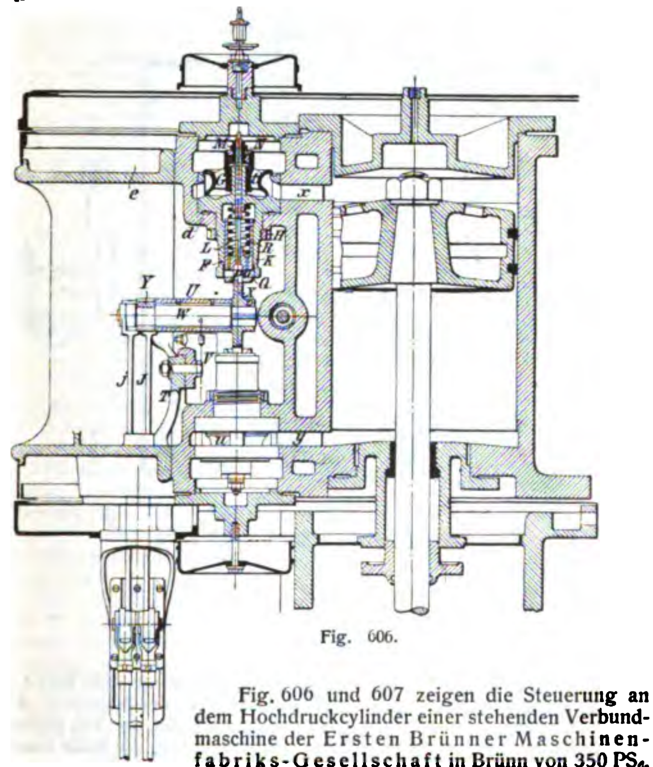


Fig. 606.

Fig. 606 und 607 zeigen die Steuerung an dem Hochdruckcylinder einer stehenden Verbundmaschine der **Ersten Brünner Maschinenfabriks-Gesellschaft** in Brünn von 350 PS_e.

Die beiden rückwärts und übereinander liegenden Einlaßventile *t* und *u* sind Doppelsitzventile gewöhnlicher Bauart, deren Kasten *b* und *b'* durch die Kanäle *v* und *w* mit dem Einlaßkanal *g* und durch die Dampfkanäle *x* und *y* mit dem Cylinder in Verbindung stehen. Die beiden vorn und ebenfalls übereinander liegenden Auslaßventile sind Doppelsitzventile, deren äußere Durchmesser kleiner als die inneren gehalten sind, womit, da jetzt der Dampfüberdruck die Ventile sicher schließt, starke Federn vermieden werden (vergl. Fig. 596 b, S. 676).

Die zu den Auslaßventilen gehörigen Kasten *c* und *c'* stehen ebenfalls durch die Kanäle *x* und *y* mit dem Cylinder und durch die

Kanäle h und i mit dem Überströmrohr k in Verbindung. Die Ventilsitze E mit Ring D sind genau eingepaßt und durch Einschleifen und Anziehen der Mutter H nach außen noch besonders abgedichtet.

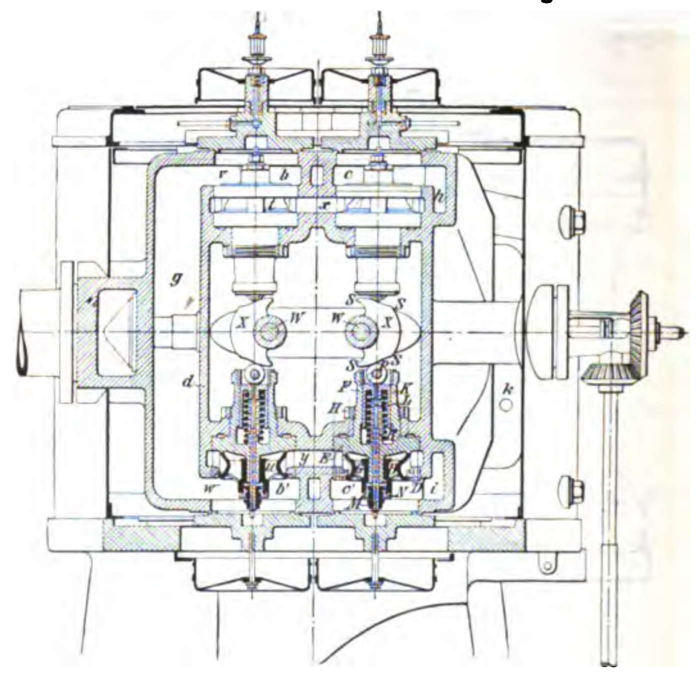


Fig. 607.

Zur Führung des Ventiles trägt jeder Sitz einen mit Rillen verversehenen Zapfen G sowie eine durchbohrte Verlängerung F, in welche der mit Rillen bedeckte, die Rolle tragende Kolben K eingeschliffen ist. In K ist die Ventilspindel L eingeschraubt, die mit ihrem verstärkten, Rillen tragenden Teile in die Bohrung des Zapfens G eingepaßt und am anderen Ende mit einem Gewinde versehen ist, über welches die mit ihren zwei Bunden in die zweiteilige Mutter N eingreifende Mutter M ge-

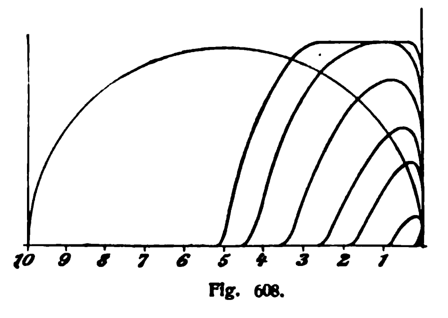


Fig. 608.

schraubt ist. Durch Drehen der letzteren läßt sich der Kolben K und damit die mittels des Zapfens O in ihm befestigte Rolle P höher oder tiefer stellen. Um die Rolle P stets in derselben Ebene zu erhalten, greift der verlängerte Zapfen O jederseits in einen Schlitz Q des Ventilsitzes ein. Die zwischen dem Kolben K und dem Ventilsitz liegende Schraubenfeder R drückt die Rolle stets an die Gleitfläche SS der Scheibe X.

An dem im Kasten e eingegossenen Stege T sind zwei Lagerhalter V verschraubt, die je ein in der Höhenlage verstellbares Lager U tragen. In diesen Lagern führen sich die an ihren Enden mit je einem Gleitschuh X und einem Hebel Y versehenen Wellen W. An Y greifen die von einem mittels Achsenregler verstellbaren Einlaßexcenter einerseits und von einem festen Auslaßexcenter anderseits durch Stangen und Kreuzköpfe bewegten Schubstangen j bezw. J an, wodurch den Gleitschuhen X eine schwingende Bewegung erteilt bezw. den Ventilen ein schneller, sanfter und zwangläufiger Schluß ermöglicht wird.

Die Maschine läuft bei noch vollständig geräuschlosem Gange der Steuerung mit 320 Uml/min, — eine Leistung, die bei anderen Ventilmaschinen noch nicht annähernd erreicht worden ist.

Eine von Gebr. Meer in M.-Gladbach in Düsseldorf 1902 ausgestellte stehende Verbundmaschine mit Lentz-Steuerung an beiden Cylindern ist in Fig. 628 bis 631 (S. 713 bis 715) dargestellt. Die Maschine hat Cylinder von 450 bezw. 725 mm Durchmesser und 450 mm Hub; sie leistet mit 200 Uml/min normal 400 PS_i.

Fig. 608 zeigt die Erhebungs- und Falldiagramme der zum Hochdruckcylinder dieser Maschine gehörigen Einlaßventile; in Anbetracht der vollständig zwangläufigen Bewegung der Lentz-Steuerung können sie als äußerst günstig bezeichnet werden.

Was den Kraftbedarf der in Fig. 609 im Schema dargestellten Lentz-Steuerung anbelangt, der sich bei der Einfachheit dieser Steuerung leicht er-

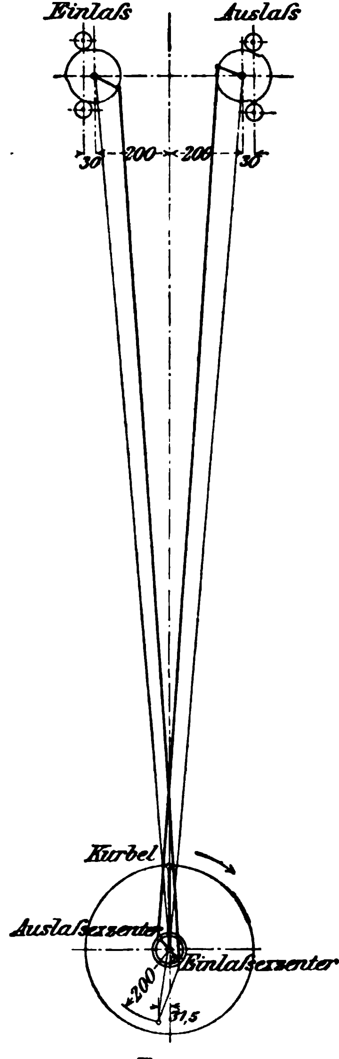


Fig. 609.

mitteln läßt, so ist er so gering, daß er auf den Regulator — als solcher kommt bei den Lentz-Maschinen ein mit Trägheitsring versehener Flachregler zur Verwendung (vergl. S. 715 u. ff.) — keinen nennenswerten oder gar störenden Einfluß ausüben kann.

Dies geht aus der auf Tafel V gebrachten Darstellung hervor; dieselbe ist für die normale Füllung des Hochdruckcylinders der bereits genannten, in Fig. 628 bis 631 ersichtlichen stehenden Verbundmaschine, Bauart Lentz, von 25 %, für 200 Uml/min und für eine Einströmspannung des Arbeitsdampfes von 10 kg/qcm Überdruck durchgeführt worden.

Fig. 1a und 1b (Tafel V) geben den Gleitschuh mit Rollen und das Excenter in vergrößertem Maßstabe wieder.

Der stark ausgezogene Excenterkreis (Fig. 1b) entspricht der Normalfüllung von 25 %, die durch einen starken Strich hervorgehobene Excenterlage der augenblicklichen Stellung des mit den Rollen der Ventilspindeln während der Arbeitsperioden in beständiger Berührung stehenden Gleitschuhes.

Die beiden Einlaßventile bleiben für 25 % Füllung während einer $\sim 1/5$ Umdrehung der Kurbelwelle andauernden Zeit, d. h. $\frac{60}{5 \cdot 200} =$ 0,06 sk geöffnet, wovon auf das Heben jedes Ventiles 0,03 sk und auf das Schließen ebenfalls 0,03 sk entfallen.

Die an den Rollen der Ventilspindeln wirkenden Kräfte sind:

1. das Gewicht des Ventiles und der daran befindlichen Teile $G = 4{,}5$ kg,
   beim oberen Ventil das Schließen anstrebend,
   beim unteren Ventil das Öffnen anstrebend;
2. der dem Unterschiede der Spindelquerschnitte entsprechende Dampfdruck
   $$P = \frac{\pi}{4}(1{,}6^2 - 1{,}2^2)\,10 = 8{,}7 \text{ kg},$$
   bei beiden Ventilen das Schließen anstrebend;
3. die das Schließen der Ventile anstrebende Federkraft;
4. die Beschleunigungsdrücke der bewegten Ventil- und Federmassen, im ersteren Teil des Hubes das Schließen, dann bis zur Erreichung des vollen Hubes das Öffnen des Ventiles anstrebend.

Die unter 4 genannten Kräfte lassen sich am besten auf zeichnerischem Wege ermitteln.

Man erhält hierbei in

Fig. 2 die Ventilwege als $f(t)$,
„ 3 „ Ventilgeschwindigkeiten als $f'(t)$,
„ 4 „ Ventilbeschleunigungen als $f''(t)$.

Aus dem Diagramm der Ventilbeschleunigung ergibt sich durch die Multiplikation der jeweiligen Beschleunigung mit Ventilmasse + reduzierte Masse der Feder das in Fig. 4 durch eine strichpunktierte Linie gegebene Diagramm der Beschleunigungsdrücke. Für die Zwangläufigkeit der Steuerung ist es notwendig, daß die Rolle während der Arbeitsperioden in beständiger Berührung mit dem Gleitschuh bleibt. Es muß daher die Summe sämtlicher unter 1 bis 4 genannten Kräfte in jeder

Lage des Ventiles dessen Schluß, d. h. das Andrücken der Rolle an den Gleitschuh, anstreben.

Da die unter 1, 2 und 4 genannten Kräfte bekannt sind, erübrigt noch die Ermittelung der Federspannung. Zu dem Zwecke sind sämtliche unter 1, 2 und 4 gegebenen Kräfte als Funktionen der Ventilwege (Hübe) aufzutragen, und es zeigen demnach

Fig. 5a und 5b die Massendruckdiagramme,
" 6a " 6b " Diagramme der Dampfdrücke auf die Spindel,
" 7a " 7b " die Diagramme der Ventilgewichte.

Durch algebraische Addition der Ordinaten in Fig. 5a, 6a, 7a bezw. 5b, 6b, 7b ergeben sich schließlich in Fig. 8a und 8b die resultierenden Diagramme, an welche dann in passender Weise eine schräge Gerade — das Diagramm der Federspannung — derart gelegt wird, daß für alle Lagen des Ventiles ein auf Schluß desselben wirkender Druck vorhanden ist.

Die Ordinaten der in Fig. 8a und 8b dargestellten Diagramme geben auch diejenigen Kräfte an, welche, in Richtung der Ventilspindel wirkend, in der Rolle herrschen. Durch jedesmalige Zerlegung dieser lotrechten Kräfte in eine zur Führung und in eine zur Berührungsfläche des Gleitschuhes mit der Rolle senkrechte Komponente gelangt man zu den in den Diagrammen 9a und 9b eingetragenen Normaldrücken auf die Führung und zu den ein Drehmoment an dem Gleitschuh erzeugenden Kräften, welche die Excenterstange jeweils mit den in den Diagrammen Fig. 10a und 10b eingetragenen Zug- und Druckkräften belasten.

In Ansehung der reichlich bemessenen Gleitflächen und der geringen Werte, welche die in Fig. 9a und 9b eingetragenen Normaldrücke haben, ist ein bedeutender Reibungswiderstand bezw. eine erhebliche Abnutzung infolge der Reibung in den Führungen als ausgeschlossen zu betrachten.

(In den vorstehenden Ermittelungen ist derjenige Dampfdruck, der im Augenblicke des Anhebens das Ventil belastet, ferner diejenige Kraft, mit der kurz vor bezw. beim Eintritte der Expansion der strömende Dampf das Ventil zu schließen sucht, nicht berücksichtigt worden. Der Grund hierfür war, daß die erwähnten Kräfte auf den Kraftbedarf der Steuerung, d. h. auf die Form der in Fig. 10a und 10b dargestellten Diagramme, einen verschwindend kleinen — praktisch genommen gar keinen — Einfluß besitzen.)[1]

d) Kulissensteuerungen[2].

Dieselben kommen bei Fördermaschinen (über 1000 mm Hub), Hebemaschinen, Lokomotiven und Schiffsmaschinen in Anwendung.

Zum Förderbetriebe sowie zum Betriebe für Winden, Aufzüge u. s. w. dienende ortsfeste und fahrbare Dampfmaschinen (Lokomobilen) erhalten zumeist Stephensonsche Kulissensteuerung der Fig. 610 im Schema dargestellten Bauart.

Auf der Welle O sind zwei Excenter befestigt, deren Mitten bei der Totlage OK_0 der Kurbel den Punkten E_v für den Vorwärtsgang

[1] Über weitere Untersuchungen am Steuerschema siehe „Die Steuerungen der Ventildampfmaschinen" von Prof. Straube; Dinglers polytechnisches Journal 1905, S. 115 u. ff.

[2] Vergl. G. Zeuner: „Die Schiebersteuerungen", 6. Aufl., Leipzig 1905, A. Felix.

und E_r für den Rückwärtsgang entsprechen, und welche somit für die betreffende Bewegungsrichtung der Kurbel den gleichen Voreilwinkel δ besitzen. Die Excenterstangen sind mit den äußeren Enden einer verschiebbaren Kulisse gelenkig verbunden, deren Krümmungshalbmesser gleich der Länge l der Excenterstangen ist. In der Kulisse gleitet ein mit der Schieberstange verbundener Stein, der, je nachdem die Kulisse gehoben oder gesenkt wird — zufolge seiner jeweiligen Lage hinsichtlich der letzteren — die Schieberbewegung derart beeinflußt, daß die Kurbelwelle entweder nach der einen oder nach der anderen Richtung umläuft, wobei für beide Drehrichtungen zugleich eine Veränderlichkeit der Expansion erzielt wird.

Es ist allgemein die durch eine Kulisse bei beliebiger Lage des Gleitstückes hervorgebrachte Schieberbewegung dieselbe, welche durch

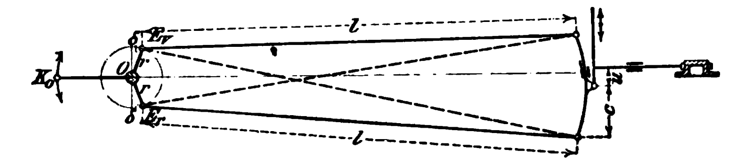


Fig. 610.

ein einfaches (ideelles) Excenter hervorgebracht würde, dessen Excentrizität r_i und Voreilwinkel δ_i sich bei der Stephensonschen Kulissensteuerung für jede Lage des Gleitstückes aus den Gleichungen

$$r_i \sin \delta_i = r \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{c\, l} \cos \delta\right),$$

$$r_i \cos \delta_i = \pm \frac{u\, r}{c} \cos \delta$$

bestimmen lassen, worin das obere Zeichen für offene, das untere für gekreuzte Excenterstangen (in Fig. 610 punktiert angegeben) gilt und ferner

c die halbe Kulissenlänge,

u die jeweilige Entfernung des Gleitstückes von Mitte Kulisse

bezeichnet.

Der einem beliebigen Kurbelwinkel α entsprechende Schieberweg ist hiernach

$$\xi = r \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{c\, l} \cos \delta\right) \cos \alpha \pm \frac{u\, r}{c} \cos \delta \sin \alpha.$$

Die Schieberwege lassen sich, wie bei der einfachen Schiebersteuerung, als Sehnen eines Kreises darstellen, dessen Mittelpunktkoordinaten

$$x = \frac{r}{2} \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{c\, l} \cos \delta\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{102}$$

und

$$y = \frac{r\, u}{2\, c} \cos \delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{103}$$

sind.

Die vorstehenden Ausdrücke für x und y sind aber von u abhängig und daher entspricht jeder Kulissenstellung ein besonderer Schieber-

kreis. Die Mitten aller dieser Kreise liegen in einer bestimmten Kurve — der sog. Centralkurve —, die bei der Stephensonschen Kulissensteuerung eine Parabel bildet; dieselbe kehrt bei offenen Stangen ihre konkave, bei gekreuzten Stangen ihre konvexe Seite gegen die Welle O hin.

In Fig. 611 ist das Zeunersche Schieberdiagramm einer Stephensonschen Kulissensteuerung mit offenen Stangen (für unendliche Schubstangenlänge) aufgezeichnet.

Die Mittelpunkte der Schieberkreise O bis IV erhält man aus den Gl. 102 und 103, wenn in dieselben nacheinander für u die Werte o, $^1/_4\,c$, $^1/_2\,c$, $^3/_4\,c$ und c eingesetzt werden. Zieht man noch von dem Mittelpunkte des Kurbelkreises aus mit den Halbmessern i und e (innere und äußere Überdeckung) Kreise, so geben deren Schnittpunkte mit den Kreisen O bis IV die entscheidenden Schieberstellungen für die Dampfverteilung an, die sich z. B. für $u = {}^1/_2\,c$ in der Fig. 611 angegebenen Weise gestaltet. Man sieht, daß die Kompression und die Ausströmung des Dampfes vor dem Kolben sowie die Einströmung desselben hinter dem Kolben um so früher beginnt, je stärker man expandiert, d. h. je näher das Gleitstück in der Kulisse dem toten Punkte derselben liegt. (Unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge fallen die Verhältnisse bei der Dampfverteilung für den Hin- und Rückgang des Kolbens verschieden aus.)

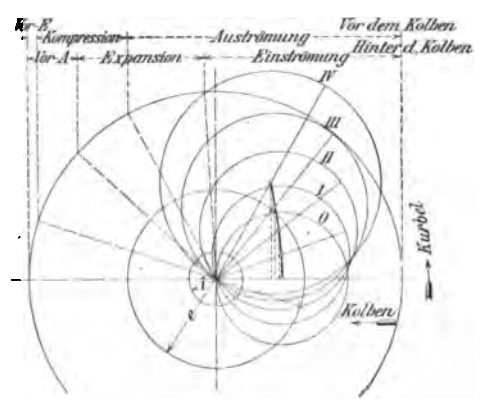


Fig. 611.

Besonderes Gewicht wird bei Kulissensteuerungen auf die Größe des linearen Voreilens gelegt; dasselbe wächst bei offenen Stangen, je stärker man expandiert (s. Fig. 611), während bei gekreuzten Stangen das Umgekehrte der Fall ist. Die Veränderlichkeit des Voreilens wird nach Gl. 102 um so kleiner, je kleiner die Kulisse und je länger die Excenterstange ist. Durch unsymmetrische Stellung der Kurbel zu den Excentern läßt sich das lineare Voreilen z. B. für den Vorwärtsgang einer Dampfmaschine näherungsweise unveränderlich machen, jedoch mit entsprechender Verschlechterung für den Rückwärtsgang derselben. Sofern an Vorwärts- und Rückwärtsgang gleiche Ansprüche gestellt werden, sind die Voreilwinkel beider Excenter gleich groß zu machen.

Die Aufhängung der Kulisse geschieht gewöhnlich im Mittelpunkte derselben, da dieser den geringsten seitlichen Ausschlag macht; damit letzterer von der geraden Linie nur wenig abweicht und ein Springen (Würgen) des Gleitstückes in der Kulisse zufolge ihrer auf und ab

steigenden Bewegung möglichst vermieden wird, sind tunlichst lange Hängestangen anzuwenden.

Bei der Umsteuerung von Gooch ist, wie Fig. 612 ersichtlich, die Kulisse fest aufgehängt, und es wird die Schieberschubstange mit dem Gleitstein verschoben. Der Krümmungshalbmesser der Kulisse ist gleich der Länge l_1 der Schieberschubstange.

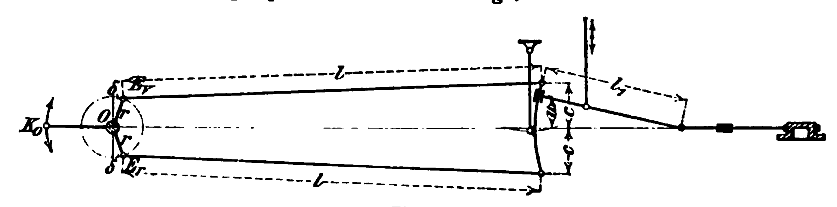


Fig. 612.

Die Mittelpunktkoordinaten der Schieberkreise bestimmen sich aus

$$x = \frac{r}{2}(\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta)$$

und

$$y = \frac{r\,u}{2\,c}(\cos\delta \mp \frac{c}{l}\sin\delta),$$

worin das obere Zeichen für offene, das untere für gekreuzte Stangen gilt.

Die Centralkurve ist, da die Abscissen für die Mittelpunkte der Schieberkreise von der Größe u unabhängig sind, eine Gerade; das lineare Voreilen ist daher unveränderlich.

Der Schieberweg für einen beliebigen Winkel α ist

$$\xi = r(\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta)\cos\alpha \pm \frac{u\,r}{c}(\cos\delta \mp \frac{c}{l}\sin\delta)\sin\alpha.$$

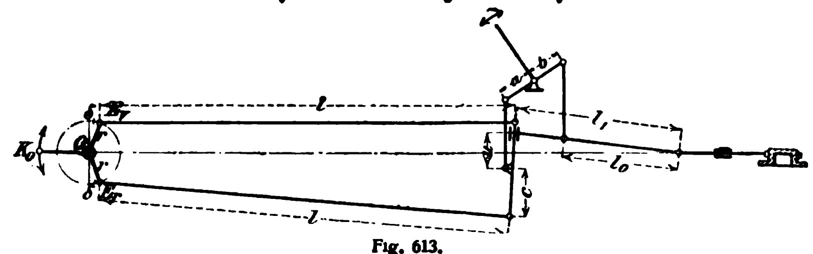


Fig. 613.

Die Umsteuerung von Allan (Fig. 613) hat eine gerade Kulisse. Schieberschubstange und Kulisse werden durch einen Doppelhebel (Hebellängen b bezw. a) gleichzeitig gegeneinander verstellt.

Die Mittelpunktkoordinaten der Schieberkreise bestimmen sich aus

$$x = \frac{r}{2}(\sin\delta \pm \frac{n\,c^2 - u^2}{n\,c\,l}\cos\delta)$$

und

$$y = \frac{r\,u}{2\,c}[\cos\delta \mp \frac{c(n-1)}{n\,l}\sin\delta],$$

worin wieder das obere Zeichen für **offene**, das untere für **gekreuzte** Stangen gilt. Es muß ferner sein

$$\frac{b}{a} = \frac{l_0}{l}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right)$$

und

$$n = 1 + \frac{l_1}{l_0}\frac{b}{a}.$$

Die Centralkurve ist eine **Parabel**, die bei **offenen** Stangen ihre konkave, bei **gekreuzten** Stangen ihre konvexe Seite gegen den Anfangspunkt des Koordinatensystems hin kehrt. Die Veränderlichkeit des linearen Voreilens ist kleiner als bei der Stephensonschen Kulisse.

Der Schieberweg für einen beliebigen Kurbelwinkel α ist

$$\xi = r\left(\sin\delta \pm \frac{n c^2 - u^2}{n c l}\cos\delta\right)\cos\alpha \pm \frac{u r}{c}\left(\cos\delta \mp \frac{c(n-1)}{n l}\sin\delta\right)\sin\alpha.$$

E. Kondensation [1]).

Je nachdem der zu kondensierende Dampf mit dem Kühlwasser unmittelbar in Berührung gebracht wird, oder aber durch Metallwände von ihm getrennt bleibt, unterscheidet man **Mischkondensation** und **Oberflächenkondensation**.

a) Mischkondensation.

Bei genügender Verteilung des Kühlwassers im Kondensatorraume beträgt die Mischungstemperatur t_k in diesem gewöhnlich nicht unter 30°, häufig — um wärmeres Speisewasser zu erhalten — 35° bis 40°. Die Temperatur t_k hängt von der Menge und der Temperatur des Kühlwassers ab.

Bezeichnet λ_k die Wärmemenge, welche 1 kg Dampf der Kondensation zuführt, m die für 1 kg Dampf erforderliche Kühlwassermenge (in kg) von der Temperatur t_w — die der Flüssigkeitswärme des Kühlwassers entsprechende Temperatur t_w s. Tabelle auf S. 698 —, so muß

$$\lambda_k + m\, t_w = (1 + m)\, t_k$$

sein; hieraus folgt für die Kühlwassermenge

$$m = \frac{\lambda_k - t_k}{t_k - t_w}.$$

Bei Dampfmaschinen kann mit Rücksicht auf Dampfnässe und Abkühlung in der Leitung zum Kondensator als Mittelwert gesetzt werden

$$\lambda_k - t_k = 570;$$

damit geht obige Gleichung über in

$$m = \frac{570}{t_k - t_w} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{104}$$

und es folgt hieraus — bei gegebener Kühlwassermenge m — für die Mischungstemperatur

$$t_k = \frac{570}{m} + t_w.$$

---

1) Vergl. F. J. Weiß: „Die Kondensation“, Berlin 1901, Julius Springer.

Tabelle für Temperaturen des gesättigten Wasserdampfes von 0° bis 120° C. Nach Zeuner.

Temperatur	Druck	Druck	Flüssigkeitswärme	Gesamtwärme	Verdampfungswärme gesamte	Verdampfungswärme innere	Verdampfungswärme äußere	$\mathfrak{w} = \mathfrak{v} - \mathfrak{v}'$	Spez. Gewicht $\gamma = \frac{1}{\mathfrak{v}}$
	kg/qcm	mm Q.-S.	q	λ	r	ρ	$AP\mathfrak{w}$	cbm/kg	kg/cbm
0	0,006	4,60	0	592,67	592,67	562,30	30,36	205,850	0,0049
5	0,009	6,53	5,00	596,94	591,94	561,05	30,90	147,470	0,0068
10	0,012	9,17	10,00	600,87	590,87	559,44	31,43	106,964	0,0094
15	0,017	12,70	15,01	604,51	589,51	557,55	31,96	78,496	0,0127
20	0,024	17,39	20,01	607,73	587,72	555,23	32,49	58,253	0,0172
25	0,032	23,55	25,02	610,73	585,71	552,70	33,01	43,713	0,0229
30	0,043	31,55	30,03	613,43	583,41	549,88	33,53	33,144	0,0302
35	0,057	41,83	35,04	615,86	580,83	546,78	34,04	25,381	0,0394
40	0,075	54,91	40,05	618,09	578,04	543,49	34,55	19,625	0,0510
45	0,097	71,39	45,07	620,06	574,99	539,94	35,05	15,313	0,0653
50	0,125	91,98	50,09	621,89	571,80	536,25	35,55	12,054	0,083
55	0,160	117,48	55,11	623,28	568,17	532,14	36,03	9,562	0,105
60	0,202	148,79	60,14	624,80	564,66	528,15	36,51	7,654	0,131
65	0,254	186,94	65,17	626,33	561,16	524,16	37,00	6,172	0,162
70	0,317	233,08	70,20	627,85	557,65	520,17	37,48	5,014	0,199
75	0,392	288,50	75,24	629,38	554,14	516,18	37,96	4,103	0,244
80	0,482	354,62	80,28	630,90	550,62	512,19	38,43	3,379	0,296
85	0,589	433,00	85,33	632,43	547,10	508,21	38,89	2,801	0,357
90	0,714	525,39	90,38	633,95	543,57	504,24	39,33	2,335	0,428
95	0,862	633,69	95,44	635,48	540,04	500,27	39,76	1,957	0,511
100	1,033	760,00	100,50	637,00	536,50	496,29	40,21	1,650	0,606
105	1,232	906,41	105,57	638,53	532,96	492,33	40,63	1,398	0,715
110	1,462	1075,37	110,64	640,05	529,41	488,36	41,05	1,190	0,839
115	1,726	1269,41	115,72	641,58	525,85	484,40	41,46	1,019	0,981
120	2,028	1491,28	120,81	643,10	522,29	480,44	41,86	0,875	1,141

Aus der in Fig. 614 dargestellten Kurve sind die mittels der Gl. 104 berechneten Werte von m für verschiedene Temperaturunterschiede $t_k - t_w$ zu entnehmen. (Das Kühlwasser hat bei Entnahme aus Brunnen eine ziemlich gleichmäßige Temperatur t_w — etwa bis 10°; bei Flüssen und Teichen je nach Lage und Jahreszeit bis über 25°, bei Rückkühlung 30° bis über 40°.)

Die Kondensatorspannung p_k setzt sich zusammen aus der der Mischungstemperatur t_k entsprechenden Dampfspannung p_d (s. vorstehende Tabelle) und aus der Spannung p_l der im Kondensator befindlichen verdünnten Luft, d. h. es ist

$$p_k = p_d + p_l.$$

Werte von m

$t_k - t_w$ = 0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

Fig. 614.

Diese Gesamtspannung mit möglichst kleiner Kühlwassermenge, möglichst kleiner Luftpumpe und möglichst geringer Betriebsarbeit so niedrig als möglich zu halten, ist die Aufgabe einer guten Kondensationsanlage.

Bei Kondensatoren mit Parallelstrom, wie sie vorherrschend zur Ausführung kommen, findet eine unmittelbare Mischung des Dampfes mit dem eingespritzten Kühlwasser derart statt, daß beide sich im Kondensator in gleicher Richtung bewegen; die Kondensationserzeugnisse — Luft und erwärmtes Wasser — werden durch eine nasse Luftpumpe gemeinsam abgesaugt. Es ist hier die Kondensatorspannung

$$p_k = p_d + p_l.$$

Für die Luftspannung kann unter günstigsten Verhältnissen 20 bis 30 mm Q.-S. gesetzt werden.

Die Regelung der Einspritzwassermenge wird durch einen Hahn oder ein Kegelventil bewirkt. Die Verteilung (Zerstäubung) erfolgt im ersten Falle durch ein Sieb, im zweiten Falle durch das Ventil selbst. Die Geschwindigkeit des Einspritzwassers soll im Rohre 1 bis 2 m/sek, im Ventil 4 bis 5 m/sek betragen.

Der Inhalt des Kondensators kann etwa gleich dem 1,5fachen Inhalte der zugehörigen (einfachwirkenden) Luftpumpe genommen werden.

Bei Kondensatoren mit Gegenstrom bewegen sich Dampf und Wasser im Kondensator entgegengesetzt zueinander.

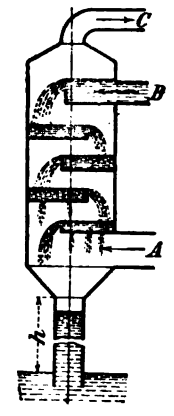


Fig. 615.

Bei dem Fig. 615 schematisch dargestellten Weißschen Gegenstromkondensator tritt der Dampf unten bei A, das Wasser oben bei B ein, und die Luftpumpe saugt ihr Gasgemenge bei C ab, d. h. an einer Stelle, wo es wegen des dort eintretenden Wassers am kühlsten ist. Infolgedessen wird auch die Dampfspannung hier nahezu der Temperatur t_w des Kühlwassers entsprechen. Anderseits ist an der Stelle, wo der Dampf ein- und das erwärmte Wasser austritt, zwar die Dampfspannung der höheren Temperatur entsprechend, aber zugleich die Luftspannung geringer. Die Kondensatorspannung ist daher nur wenig höher als p_d, und man kann kleinere Kühlwassermengen anwenden und bessere Luftleere erzielen. (Die Kühlwassermenge m für 1 kg Dampf ergibt sich bei Gegenstrom etwa nur $^1/_2$- bis $^2/_3$ mal so groß als bei Parallelstrom, — gleiche Luftleere und Temperatur des Kühlwassers in beiden Fällen vorausgesetzt.)

Das Wasser wird bei Gegenstromkondensatoren häufig durch ein sog. barometrisches Fallrohr (s. Fig. 615) abgeführt, dessen Höhe h größer als die dem Atmosphärendruck entsprechende Wassersäulenhöhe zu nehmen ist; zuweilen wird hierzu eine Warmwasserpumpe verwendet. Die Luft wird gewöhnlich durch eine trockene Schieberluftpumpe abgesaugt.

Die Zuführung des Kühlwassers geschieht entweder durch unmittelbares Ansaugen infolge der Luftleere im Kondensator oder durch eine besondere Kaltwasserpumpe, unterstützt durch die Saugwirkung des Kondensators, in den das Druckrohr einmündet.

Der Kondensatorraum ist zur Verminderung der Fallgeschwindigkeit des Kühlwassers mit wagerechten Zwischenwänden, Überlaufbehältern, Schraubenflächen oder dergl. zu versehen.

b) Oberflächenkondensation.

Hierbei läuft das mittels Kreiselpumpe zugeführte Kühlwasser durch ein vom Dampfe umspültes Rohrsystem des in der Regel geschlossenen Kondensators von cylindrischer Gestalt. Zwischen den ebenen Rohrböden desselben sind dünnwandige Messingrohre von 20 bis 25 mm Durchmesser und 30 bis 35 mm Abstand der Mitten durch Gummiringe abgedichtet.

Für mittlere Verhältnisse sind 0,02 bis 0,03 qm Kühlfläche und 40 bis 50 kg Kühlwasser für 1 kg Dampf in der Stunde erforderlich.

Die Entfernung des erwärmten Wassers und der Luft erfolgt durch eine nasse Luftpumpe gemeinsam oder durch zwei getrennte Pumpen.

Diese Art der Kondensation kommt zumeist nur bei Schiffsmaschinen vor. Das reine warme Niederschlagwasser wird hier zweckmäßig für die Speisung der Dampfkessel verwendet.

c) Luftpumpe.

1. Berechnung der Luftpumpe.

Bezeichnet

W die Kühlwassermenge in kg/min,

D die zu kondensierende Dampfmenge in kg/min,

so ist zunächst, unter Beibehaltung der früheren Bezeichnungen,

$$W = m\,D = \frac{570}{t_k - t_w}\,D \quad \ldots \ldots \quad 105$$

Bezeichnet ferner

L die gesamte in den Kondensator tretende Luftmenge, — bezogen auf atmosphärischen Druck in cbm/min,

V_l die durch die Luftpumpe (unter Berücksichtigung der Wasserfüllung, der Expansion aus dem schädlichen Raume und sonstiger Verluste) anzusaugende Luftmenge, — bezogen auf die Spannung p_l im Kondensator in cbm/min,

so ist nach dem Mariotteschen Gesetz

$$V_l\,p_l = L\,1 = L$$

und

$$V_l = \frac{L}{p_l} \quad \ldots \ldots \quad 106$$

Bei Parallelstrom ist $p = p_k - p_d$ (mit p_d entsprechend der Kondensatortemperatur t_k).

Bei Gegenstrom ist nach Weiß die Temperatur an der Ansaugestelle um einen Zuschlag α höher zu rechnen als die Kühlwassertemperatur t_w, nämlich $\alpha = 4^0 + 0{,}1\,(t_k - t_w)$, und die Dampfspannung dieser Temperatur $t_w + \alpha$ entsprechend zu wählen, so daß für die Luftspannung in diesem Falle

$$p_l = p_k - p_d\,(t_w + \alpha)$$

in Gl. 106 einzusetzen ist.

Für die Luftmenge L kann unter der Annahme, daß die im Kühlwasser absorbiert enthaltene Luftmenge bei atmosphärischem Druck und 15° Temperatur (nach Bunsen) im Mittel zwei Raumprozente beträgt und ferner (nach Weiß) der Luftzutritt durch die Stopfbüchsen sowie durch Undichtheiten der Rohrleitung zur Kondensation, deren gesamte Länge z (in m) ist, sich durch einen Undichtheitskoeffizienten μ ausdrücken läßt, in beiden Fällen (Parallelstrom und Gegenstrom) genommen werden

$$L = \left(0{,}02 + \frac{\mu}{m}\right) \frac{W}{1000} \text{ cbm/min},$$

oder auch

$$L = \frac{1}{1000}(0{,}02\, W + \mu\, D) \text{ cbm/min}^{1)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{107}$$

Der Undichtheitskoeffizient μ beträgt

für grobe Betriebe (Hüttenwerke und dergl.) $\mu = 1{,}8 + 0{,}01\, z$,
„ feine „ (Elektrizitätswerke mit Centralkondensation) . . . . $\mu = 1{,}8 + 0{,}006\, z$;

bei Maschinen mit Einzelkondensation ist $z = 0$.

Bei einer trockenen Luftpumpe ergibt sich, unter Zugrundelegung eines Lieferungsgrades λ ($\sim$ 0,90 bis 0,95), der Durchmesser d derselben bei dem Hube s (beide in m) aus

$$V_l = i\,\lambda\,\frac{d^2\pi}{4}\,s\,n,$$

worin n die minutliche Umlaufzahl und $i = 1$ oder 2, je nachdem die Pumpe einfach- oder doppelwirkend ist.

Die Abmessungen u. s. w. einer nassen Luftpumpe sind mit Rücksicht auf das von ihr anzusaugende, aus Luft, Kühlwasser und verdichtetem Dampf bestehende Volumen, somit aus

$$V_l + \frac{W + D}{1000} = i\,\lambda\,\frac{d^2\pi}{4}\,s\,n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{108}$$

zu ermitteln. Hierin ist für den Lieferungsgrad $\lambda \sim 0{,}80$ zu setzen.

Für die mittlere Kolbengeschwindigkeit c kann bei liegenden, dopppeltwirkenden Luftpumpen (für die also $s\,n = 30\,c$) etwa 2 bis 3 m/sek, vereinzelt bis 6,5 m/sek genommen werden. Die Wassergeschwindigkeit in den Ventilen soll für c bis 3 m/sek etwa 1,0 bis 1,5 m/sek und für $c = 3{,}0$ bis 6,5 m/sek etwa 1,5 bis 2,0 m/sek betragen.

Bei stehenden, einfachwirkenden Luftpumpen ist $c = 1{,}0$ bis 1,3 m/sek zu wählen.

Stöße in der Pumpe können durch richtige Anordnung der Wasserwege und entsprechende Konstruktion der Ventile vermieden werden (vergl. Z. d. V. d. I. 1895, S. 539 und 1269).

Beispiel. Es sind die Abmessungen der doppeltwirkenden nassen Luftpumpe einer Dampfmaschine zu ermitteln, deren Abdampfmenge $D = 300$ kg/min beträgt.

---

[1]) Hierbei ist angenommen, daß diese Luftmenge die Temperatur t_k des Kondensators hat, bezw. daß bei dem Anteil der absorbierten Luft wegen Unsicherheit die geringfügige Korrektur $\frac{273 + t_k}{273 + 15}$ überflüssig erscheint.

Das Vakuum im Kondensator soll zu 670 mm Q.-S., entsprechend $p_k = 0,12$ kg/qcm, angenommen werden.

Die Kühlwassertemperatur sei $t_w = 12°$. Für eine zur Verfügung stehende Kühlwassermenge $W = 7500$ kg/min ergibt sich nach Gl. 105

$$m = \frac{7500}{300} = 25$$

und damit die Mischungstemperatur nach Gl. 104 zu

$$t_k = \frac{570}{25} + 12 \sim 35°.$$

Der dieser Temperatur entsprechende Dampfdruck beträgt (s. Tabelle auf S. 698)

$$p_d = 0,057 \text{ kg/qcm}.$$

Aus Gl. 107 folgt mit $\mu = 1,8$

$$L = \frac{1}{1000}(0,02 \,.\, 7500 + 1,8 \,.\, 300) \sim 0,7 \text{ cbm/min}$$

und damit aus Gl. 108 das von der Luftpumpe anzusaugende Volumen

$$\frac{0,7}{0,12 - 0,057} + \frac{7500 + 300}{1000} \sim 9 \text{ cbm/min}.$$

Für eine mittlere Kolbengeschwindigkeit $c = 2,4$ m/sek bezw. $s\,n = 72$ ergibt sich dann der Durchmesser d der Luftpumpe aus

$$2 \,.\, 0,8 \frac{d^2 \pi}{4} 72 = 9$$

zu

$$d = 0,315 \text{ m}$$

und der Hub (für $n = 120$ Uml/min) aus

$$c = \frac{n\,s}{30}$$

zu

$$s = \frac{30 \,.\, 2,4}{120} = 0,600 \text{ m}.$$

Der Durchmesser d_0 (in m) der **Abdampfleitung** zum Kondensator kann nach **Weiß** für eine minutliche Dampfmenge D in kg genommen werden

$$\text{für kurze Leitungen } d_0 = \frac{D^{0,4}}{15} \text{ und}$$

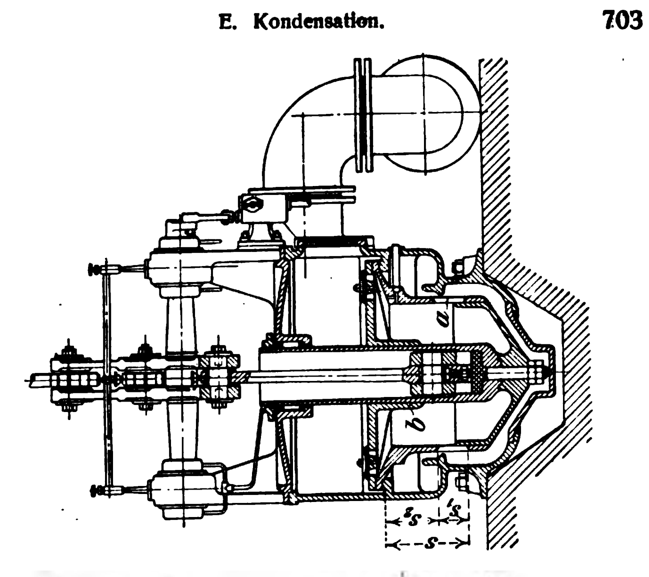
$$\text{„ lange „ } d_{0(l)} = \left(1 + \frac{l}{600}\right) d_0,$$

wobei l (in m) stets von der Maschine bis zum Kondensator zu rechnen ist.

2. Ausführungen der Luftpumpe.

Liegende Luftpumpen sind meist doppeltwirkend, **stehende** Luftpumpen einfachwirkend. Häufig werden zwei einfachwirkende Luftpumpen miteinander gekuppelt und unter Einschaltung eines Schwinghebels und angreifender Lenkstangen vom Kurbel- oder Kreuzkopfzapfen oder auch von einer durchgehenden Kolbenstange der Dampfmaschine aus betrieben.

Fig. 616 zeigt eine solche Pumpe, die mittels Schubstange vom Kurbelzapfen aus bewegt wird; sie arbeitet **ohne** Saugventile in der Weise, daß eine ringförmige Öffnung a in der Lauffläche des Pumpencylinders bei der Bewegung des hohlen Kolbens während eines Teiles des Nieder- und des Aufganges frei wird und dabei dem Dampf- und Luftgemisch und dem Wasser den Zutritt in den Pumpenraum gestattet.



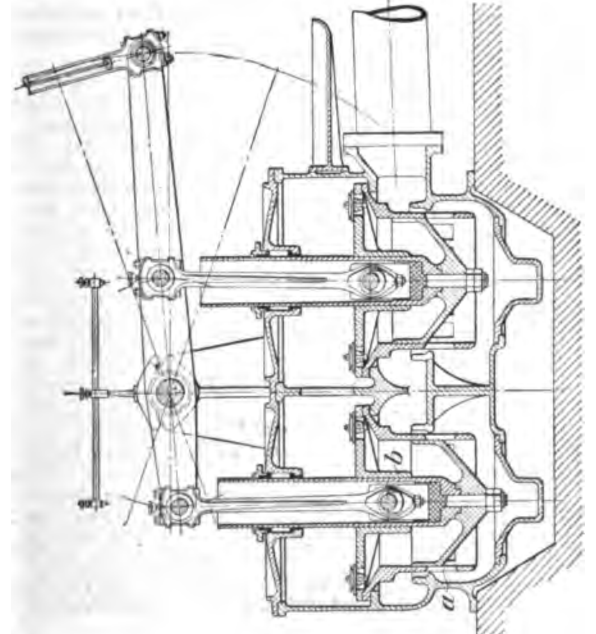


Fig. 616.

Sobald beim Aufgange des Kolbens die Öffnung *a* geschlossen ist wird bei der Weiterbewegung desselben durch den Verdränger *b* zuerst die Luft und darauf ein Teil des eingeschlossenen Wassers durch die mit Kautschukklappen arbeitenden Ventile gedrückt.

Als Hauptvorteile dieser Brown-Kuhnschen Pumpe sind, außer der billigen Herstellung, die Abwesenheit der Saugventile, der geringere Druck im Kondensatorraume und der zwangläufige Schluß der Saugöffnungen durch die Kolbenoberkante zu betrachten. Allerdings sind damit — gegenüber anderen einfachwirkenden Luftpumpen mit Saugventilen — die Nachteile verbunden, daß für die Förderung vom Gesamthube $s = s_1 + s_2$ nur ein Teil s_2 wirksam ist — die Kolbengeschwindigkeit daher unter sonst gleichen Umständen im Verhältnis $s : s_2$ größer (um 30 bis 50 %) sein muß, ferner der Verdränger *b* bezw. die Relativbewegung des Wassers im hohlen Kolbenkörper eine hohe Geschwindigkeit desselben im Cylinder und in den Druckventilen bedingt.[1])

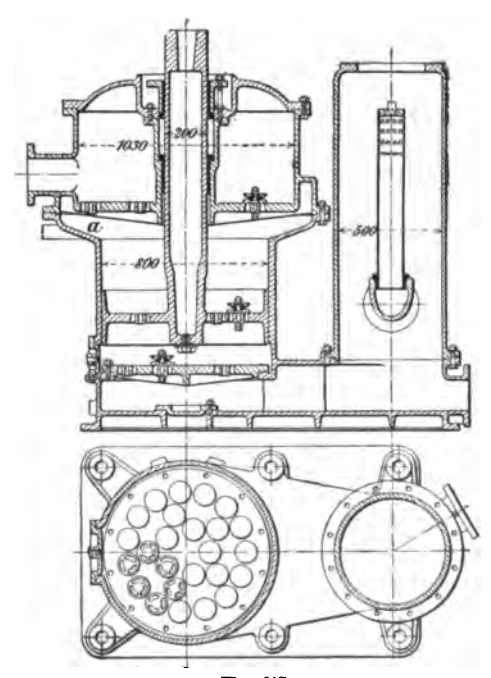


Fig. 617.

Die Fig. 617 ersichtliche stehende Kondensatorluftpumpe nach Dörfel hat 800 mm Durchmesser und 235 mm Hub; sie kennzeichnet sich dadurch, daß der obere Raum des Cylinders zu einer großen Luftkammer *a* ausgebildet ist und die in derselben eingeschlossene Luft beim Kolbenaufgange als elastisches Kissen wirkt, wodurch Stöße, auch bei schnellem Gange der Pumpe, vermieden werden. Der mit seiner Stange in einem Stück gegossene, in den Cylinder eingeschliffene Kolben trägt 30 Ventile; außerdem sind 35 Saug- und 45 Druckventile vorhanden.

Stehende Kondensatorluftpumpen mit Tauchkolben befinden sich an der nachstehend beschriebenen liegenden Verbundmaschine der Maschinenfabrik L. Láng in Budapest, sowie an der stehenden Verbundmaschine der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg in Nürnberg. (Über die Konstruktion dieser Pumpen s. S. 712 bezw. S. 714.)

Fig. 618 zeigt eine liegende Kondensatorluftpumpe, bei der sich das Wasser über den Saugklappen ansammelt: infolge des hierdurch geschaffenen Überdruckes macht sich der Eröffnungswiderstand dieser

[1]) Über Berechnung dieser Pumpe siehe Berg, Z. d. V. d. I. 1899, S. 92 u. ff.

Klappen weniger geltend. Der Querschnitt des Saugschlitzes und die Zeitdauer der Eröffnung (mit Rücksicht auf Umlaufzahl) müssen jedoch so gewählt werden, daß das Wasser rechtzeitig eintreten und auch noch Luft abgesaugt werden kann; andernfalls ist eine besondere Luftzuführungsleitung erforderlich.

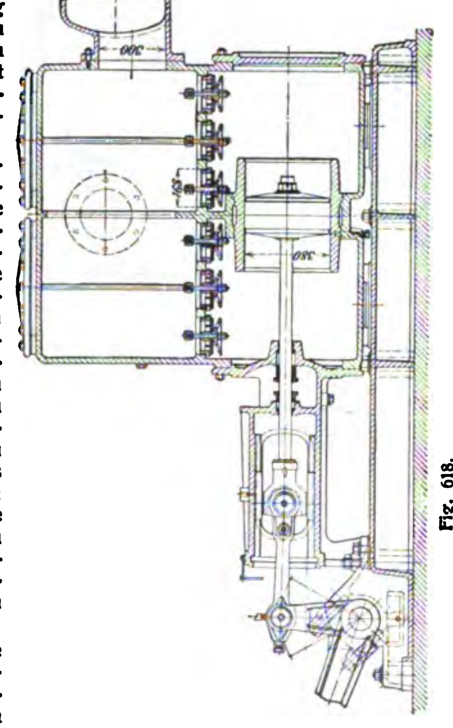
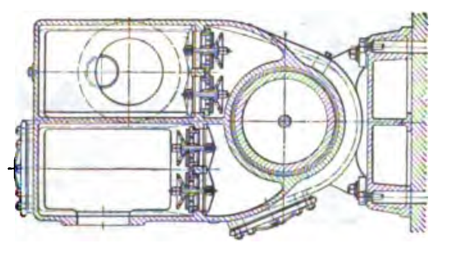


Fig. 618.



Eine in der Wirkungsweise der vorbesprochenen ähnliche liegende Kondensatorluftpumpe veranschaulicht Fig. 619. Die Pumpe arbeitet mit einem Tauchkolben, der sich in einem eingeschraubten Metallringe mit Labyrinthdichtung führt und, um einseitige Abnutzungen zu verhüten, so konstruiert ist, daß sein Gewicht demjenigen des von ihm verdrängten Wassers entspricht. Die Kautschukventile sind in besonderen, durch Schraubenstifte am Pumpengehäuse befestigten Platten untergebracht.

Fig. 620 zeigt eine unter Maschinenflur aufgestellte, liegende Kondensatorluftpumpe, deren Antrieb mittels zweiarmigen Schwinghebels von der verlängerten Kolbenstange des Niederdruckcylinders einer liegenden Verbunddampfmaschine aus erfolgt. Die Abbildung läßt gleichzeitig den Kreuzkopf der durchgehenden Kolbenstange, sowie die am hinteren Cylinderdeckel und ferner auf einer Säule befestigte einseitige Schlittenführung des Kreuzkopfes erkennen.

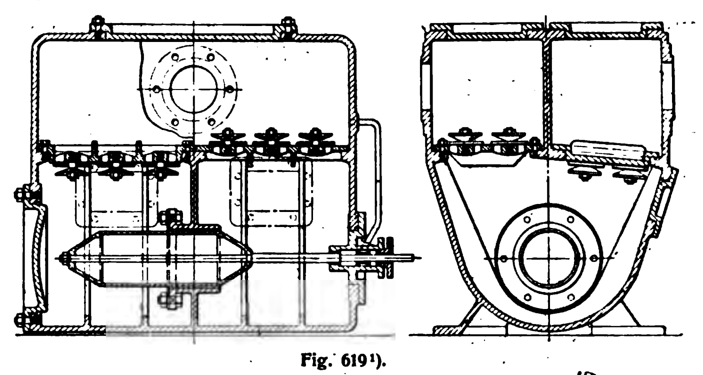


Fig. 619[1]).

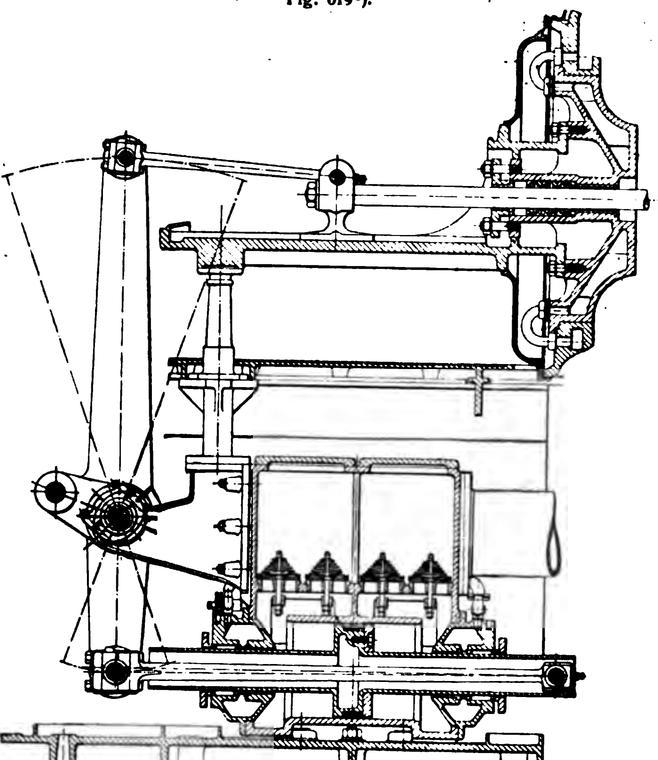


Fig. 620.

[1]) Haeder, Dampfmaschinen.

F. Anordnungen der Dampfmaschinen.

a) Ortsfeste Dampfmaschinen.

Eine liegende Eincylinderdampfmaschine mit Außenkurbel und Schiebersteuerung (Bauart Rider) der Maschinenfabrik Germania in Chemnitz zeigen Fig. 621 bis 624. Die Maschine hat nachstehende Hauptabmessungen:

Cylinderdurchmesser	. . . .	350 mm,
Kolbenhub	. . . .	500 „
Minutliche Umlaufzahl	. . .	150
Schwungrad- { Durchmesser	. .	2600 mm,
Schwungrad- { Kranzbreite	. .	450 „

Der an die Rundführung mit centrischer Cylinderbefestigung sich anschließende einseitige Balken liegt mit seiner unteren Fläche auf dem Fundament, außerdem werden Führung sowohl wie auch der mit einem Dampfmantel zusammengegossene Cylinder am hinteren Ende je durch einen Fuß gestützt.

Die vordere Cylinderwand ist geschlossen hergestellt und nur mit einer kleinen, der Bohrspindel entsprechenden Öffnung versehen, in welche der Stopfbüchseneinsatz zu liegen kommt.

Der Frischdampf strömt von unten in den mit dem Cylinder verschraubten Schieberkasten, aus diesem auch in den Mantel des ersteren, sowie in denjenigen des vorderen Cylinderdeckels.

Das mit dem Balken aus einem Stück gegossene Kurbellager hat gußeiserne, mit Weißmetall gefütterte Schalen, von denen die beiden Seitenschalen durch je einen breiten Zugkeil nachstellbar sind. Auch der Kurbelzapfen ist von gußeisernen, mit Weißmetall gefütterten Schalen umgeben.

Andere Einzelteile der Maschine, wie Schieberstangenführungen, Excenterstangen, Schubstange, Kreuzkopf, Regulatorantrieb u. s. w. sind aus den Abbildungen ersichtlich.

Eine liegende Verbundmaschine der Maschinenfabrik L. Láng in Budapest mit auslösender Ventilsteuerung nach Collmann ist in Fig. 625 bis 627 wiedergegeben. Der Hochdruckcylinder hat 725 mm, der Niederdruckcylinder 1150 mm Bohrung; der Kolbenhub beträgt 1000 mm, die normale Umlaufzahl der Maschine 125 in der Minute. Sie leistet bei 9 atm Einströmungsspannung und 14 facher Gesamtexpansion 1200 PS_i.

Der Rahmen der Maschine liegt mit seinem bajonettförmig gehaltenen Teile auf dem Fundament; die gebohrte Rundführung wird nach hinten durch einen Fuß gestützt. Mit dem Rahmen ist centrisch ein die Kurbel und Schubstange umhüllender gußeiserner Ölfang verbunden. Die Schubstangenköpfe sind beiderseits geschlossen.

Beide Cylinder sind mit Dampfmänteln zusammengegossen, die von dem Arbeitsdampf des betreffenden Cylinders geheizt werden. Die Einlaß- und Auslaßventile des Hochdruckcylinders wie auch die Einlaßventile des Niederdruckcylinders sind zweisitzig, die Auslaßventile des letzteren dagegen viersitzig ausgeführt.

Die Steuerung der Einlaßventile beider Cylinder (Fig. 627) ist bereits auf S. 685 86 beschrieben; die dort an Hand der Fig. 602 be-

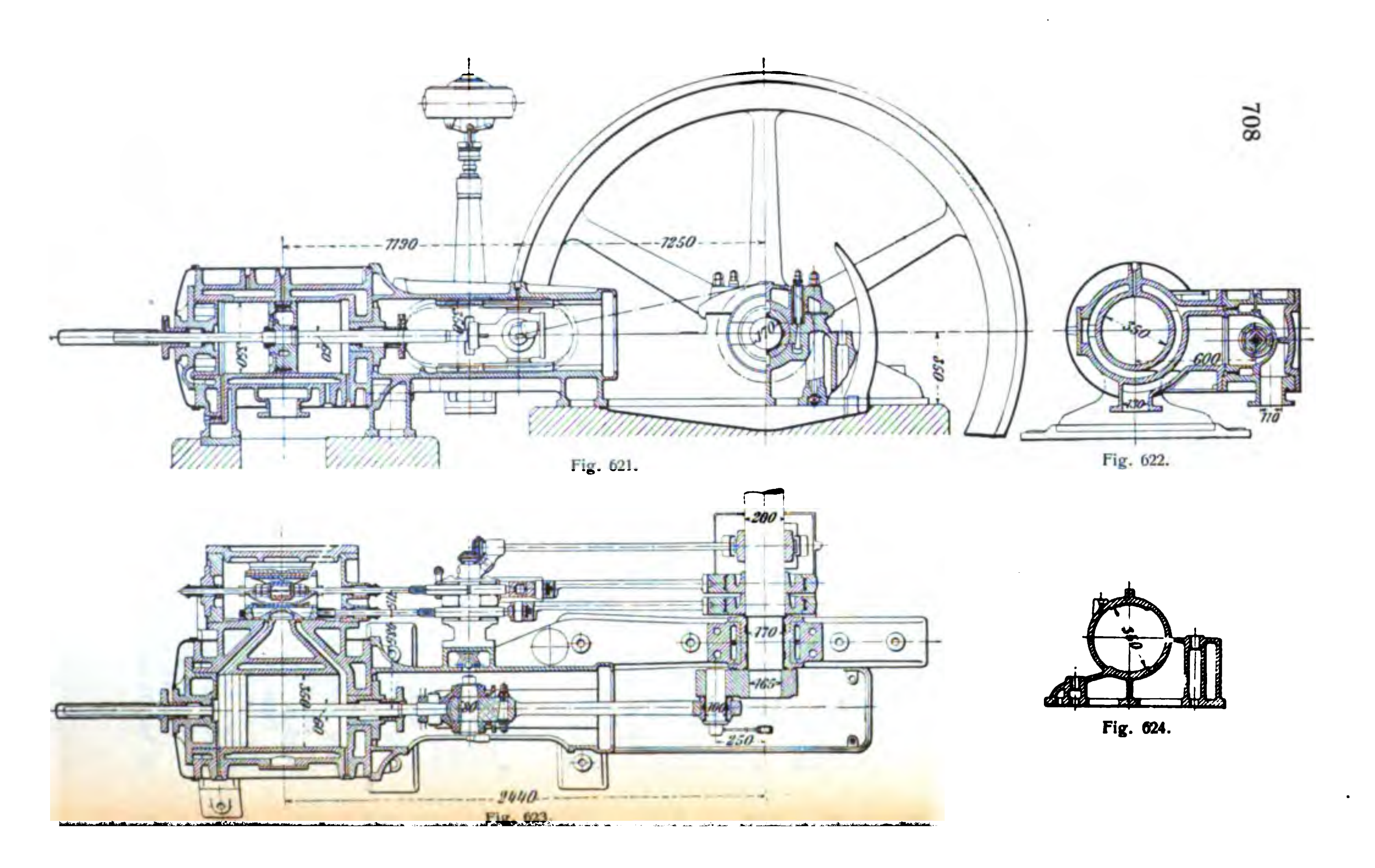


Fig. 621.

Fig. 622.

Fig. 623.

Fig. 624.

sprochenen Einzelteile der Steuerung sind in Fig. 627 mit gleichen Buchstaben bezeichnet.

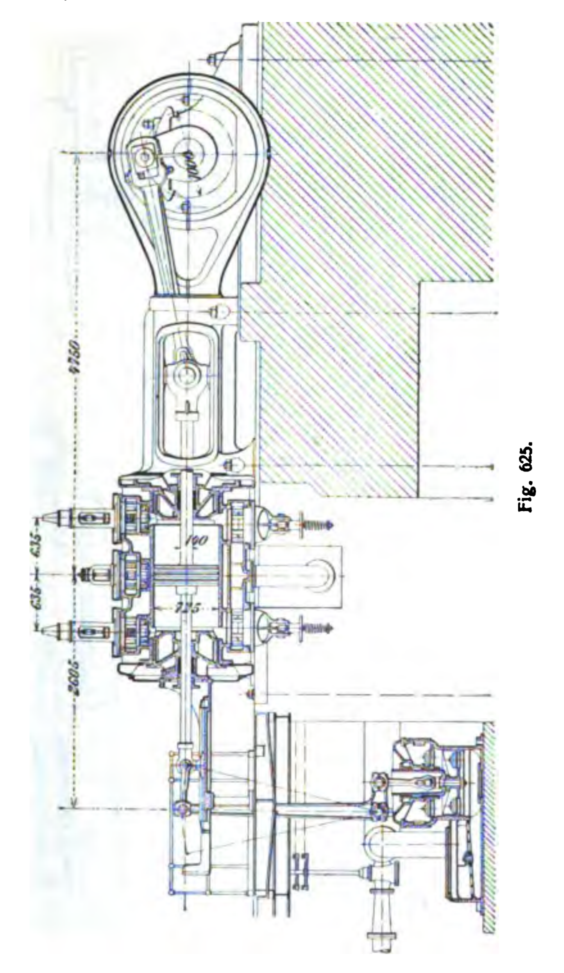


Fig. 625.

Die **Ausströmventile** werden von besonderen Excentern gesteuert; dieselben sind derart auf der durch konische Räder von der Kurbelwelle aus angetriebenen Steuerwelle befestigt, daß sich infolge Verdrehung der Excenterscheibe bezw. Längenveränderung der Excenterstange Kompression und Vorausströmung des Dampfes verändern lassen

Der Hebel *m* (Fig. 627) jedes Ausströmventiles trägt eine gehärtete Rolle *n*, die auf der unteren Fläche des Daumens *o* rollt. Bei der

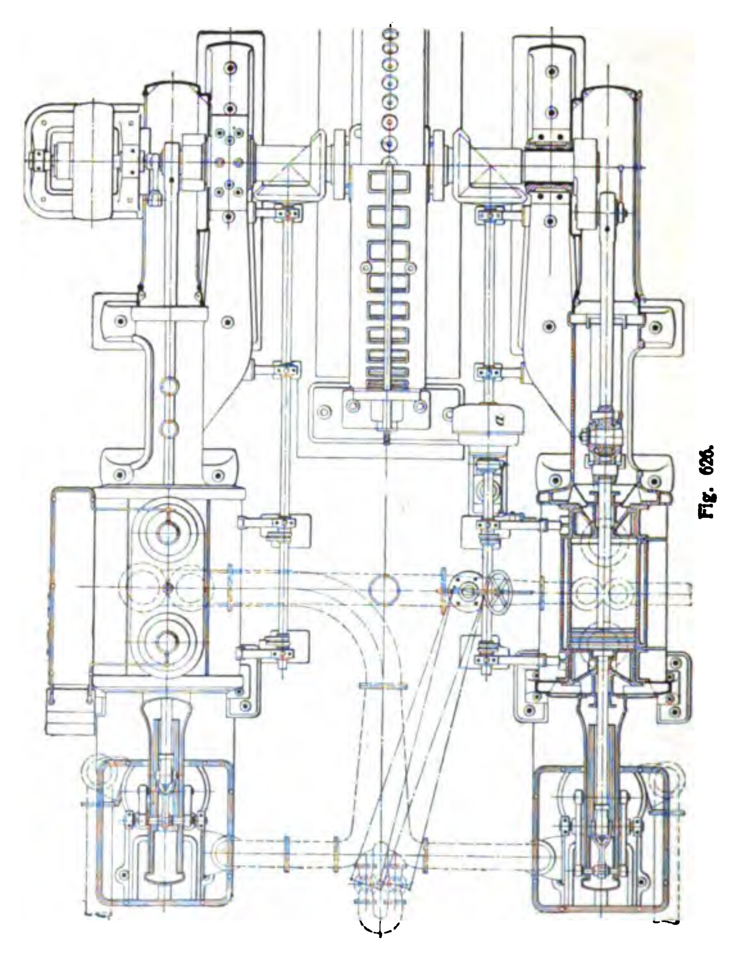


Fig. 626.

tiefsten Lage desselben findet keine Berührung mit der Rolle statt, und das Ventil bleibt geschlossen. Dasselbe beginnt sich zu öffnen, sobald der Daumen nach außen schwingt und mit der Rolle in Berührung kommt; es bleibt dann geöffnet, bis der Daumen in seine Innenlage zurückgelangt ist.

Der unmittelbar auf der zum Hochdruckcylinder gehörigen Steuerwelle befestigte Federregulator *a* (Fig. 626) liegender Bauart ist mit

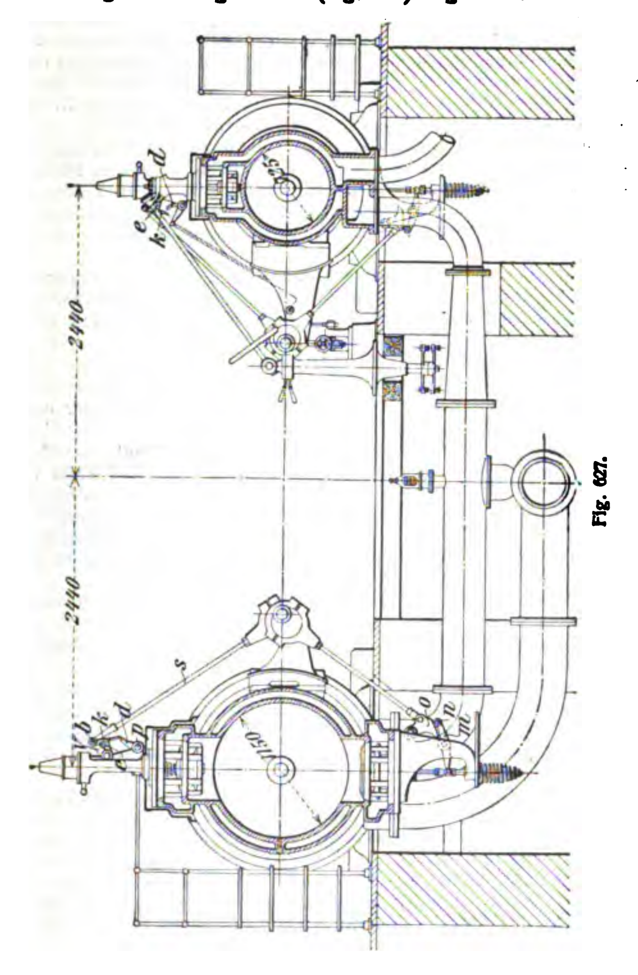


Fig. 627.

Pendeln ausgerüstet, die beim Ausschwingen mittels Schneiden auf eine Schraubenfeder von rechteckigem Querschnitt wirken. Die Bewegungen der Regulatorhülse werden durch Hebel und Verbindungsstange der Stange *p* (Fig. 627) mitgeteilt, auf der die zum Auslösen der Steuerklinken *k* dienenden Daumen *d* befestigt sind.

Unter dem Maschinenraum liegen zwei einfachwirkende, stehende Luftpumpen, die von den durchgehenden Kolbenstangen der Cylinder mittels Lenkstangen und Winkelhebel angetrieben werden. Beide Luftpumpen sind mit leicht zugänglichen Metallventilen ausgerüstet, von denen die Saugventile in einem seitlich angeordneten, mit dem Pumpenkörper aus einem Stück gegossenen Kasten untergebracht sind. Der eingeschliffene Kolben hat gleichfalls aus Metall hergestellte Ventile. Der an die Abdampfleitung des Niederdruckcylinders anschließende Kondensator ist durch eine Zwischenwand in zwei Hälften geteilt; jede mit besonderem Einspritzrohr und Regulierhahn versehene Hälfte steht durch eine Leitung mit einer der beiden Luftpumpen in Verbindung.

Zum Anlassen und Abstellen der Maschine dient ein mittels Handrad und konische Räder bewegtes Doppelsitzventil am Hochdruckcylinder.

Bei stehenden Dampfmaschinen erfolgt die Stützung der Cylinder in der Regel durch einseitige Ständer mit ebenen Gleitbahnen und — auf der Vorderseite der Maschine — durch zumeist schräg stehende, geschmiedete oder gegossene Säulen, die mit der Grundplatte und mit dem entsprechend ausgebauten Cylinderflansch oder einem am Cylinder angegossenen Tragarm verbunden werden. Die Ständer erhalten hierbei runde kragenförmige Anschlußflansche, auf die die Cylinder centrisch aufgesetzt werden, oder aber es werden die letzteren mit einem hinteren kastenförmigen Ansatz unmittelbar (ohne Kragen) auf die Ständer gestellt.

Die erstgenannte Anordnung findet sich bei der auf Tafel VI dargestellten stehenden Kondensations-Verbundmaschine mit Schiebersteuerung der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg in Nürnberg. Die Maschine hat Cylinder von 550 bezw. 860 mm Durchmesser und 550 mm Hub; sie leistet mit 125 Uml/min und 10 kg/qcm Spannung des Einströmdampfes 300 bis 450 PS_n.

Die Cylinder sind mit ihren Mänteln in einem Stück gegossen. Der Mantel des Hochdruckcylinders kann mit frischem Dampf geheizt werden, während der Mantel des Niederdruckcylinders vom Aufnehmerdampf durchströmt wird.

Der Hochdruckcylinder wird durch zwei ineinander geführte Kolbenschieber aus Tiegelguß gesteuert, von denen der innere Expansionsschieber — ein Rider-Spaltschieber — von einem kräftigen Federregulator verstellt wird, der Veränderungen der Umlaufzahl der Maschine während des Ganges um mindestens ± 5% gestattet.

Zur Sicherung des Betriebes bei eintretender gänzlicher Entlastung ist ein Schnellschlußventil vor dem Absperrventil eingeschaltet; dasselbe wird mittels Hebels und Gestänge vom Regulator derart gesteuert, daß der Dampf bei 0,9 des Muffenhubes gedrosselt und bei höchster Stellung des Regulatormuffs vollständig abgesperrt wird. Die Spindel des Schnellschlußventiles hat keine Stopfbüchsen, sondern ist, damit die Bewegungswiderstände möglichst gering ausfallen, dampfdicht in die Führungsbüchse eingeschliffen.

Der Niederdruckcylinder hat Kolbenschiebersteuerung mit gelidertem Schieber und Trick-Kanal für doppelte Einströmung. Die Gewichte des Grundschiebers am Hochdruckcylinder und des Schiebers am Niederdruckcylinder sind durch Entlastungsvorrichtungen aufgehoben. Durch Einschaltung eines Wechselventils kann die Maschine mit oder ohne Kondensation arbeiten.

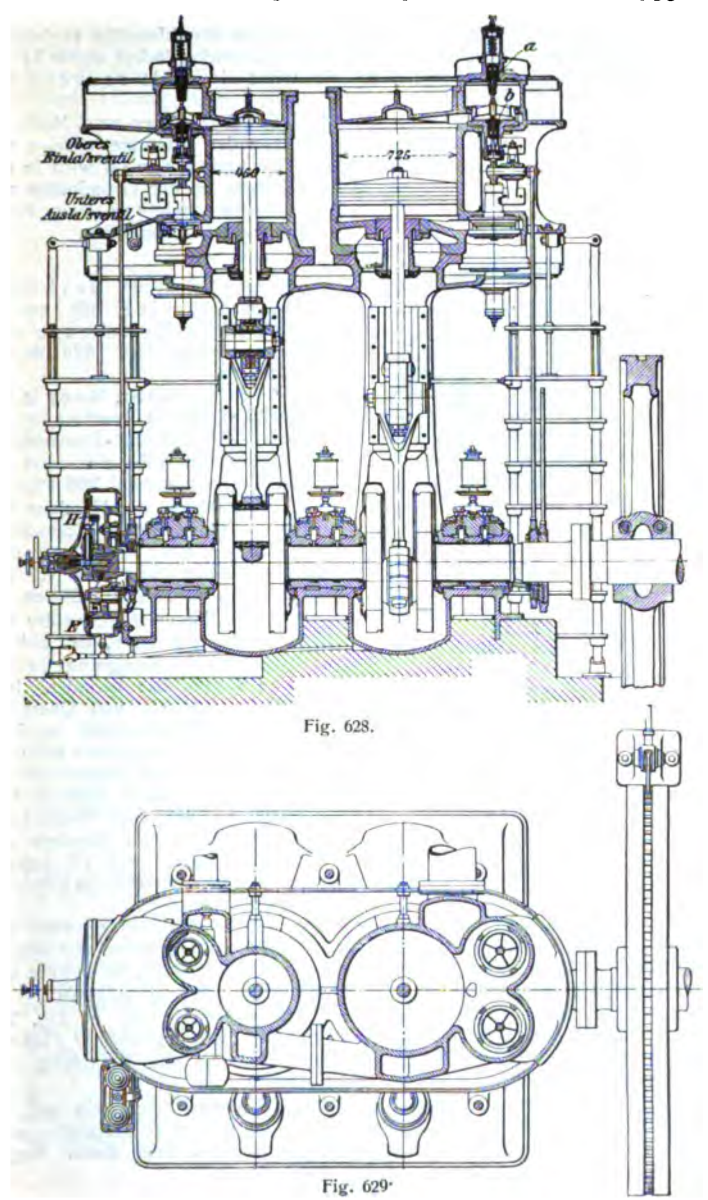


Fig. 628.

Fig. 629.

Die stehende Luftpumpe ist unter Maschinenflur angeordnet und wird vom Kreuzkopfzapfen des Hochdruckcylinders durch Lenker und Schwinghebel angetrieben; sie wirkt doppelt saugend und einfach drückend.

Zur Schmierung der Cylinder und Schieber dienen zwei Mollerup-Apparate; alle anderen beweglichen Teile der Maschine werden von Centralschmierapparaten aus bedient. Das verbrauchte Öl wird in den Öltrögen an der Grundplatte aufgefangen und von hier einem Sammelgefäß zugeführt.

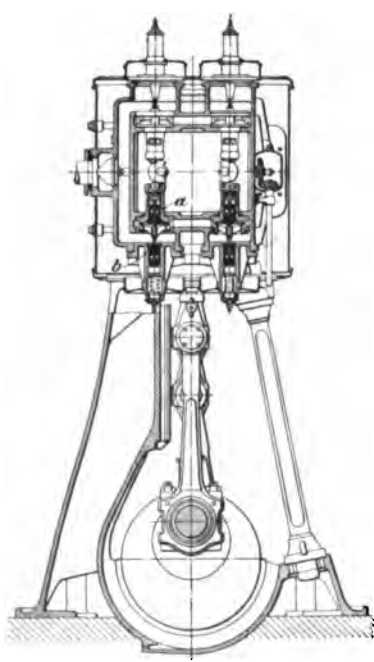


Fig. 630.

Eine stehende Verbunddampfmaschine mit zwangläufiger Ventilsteuerung nach Lentz lassen Fig. 628 bis 631 erkennen.

Die von Gebr. Meer in M.-Gladbach erbaute Maschine hat 450 bezw. 725 Cylinder-Durchmesser und 450 mm Hub; sie leistet mit 200 Uml/min normal 200 PS_i.

Die Ständer der Maschine sind mit der Grundplatte in einem Stück gegossen; zur Versteifung derselben dienen noch zwei vor den Cylindern angeordnete Säulen.

Eine Eigentümlichkeit der Maschine besteht darin, daß sich an derselben keine einzige nachziehbare Stopfbüchse befindet. Jede mit einer Anzahl von Querrillen versehene Ventilspindel wird in einer oberen und unteren Büchse *a* bezw. *b* (Fig. 628) geführt und abgedichtet, in deren mittlere Aussparungen das vom Ventilraume aus durchdringende Gemisch von Dampf, Wasser und Öl gelangt und von hier je durch ein Röhrchen abgeführt wird.

Damit sich die Spindel überhaupt nicht in der Führung reibt und bei ungleicher Wärmedehnung beider Teile ein Festsetzen der Spindel bezw. ein Hängenbleiben des Ventiles vermieden wird, ist erstere von vornherein nicht straff, sondern leicht in die Führung eingepaßt.

Die Kolbenstangen sind von Dichtungsringen der in Fig. 244 (S. 275) dargestellten Art umgeben; ein Anpressen irgendeiner Packung an die abzudichtende Stange, wodurch Reibung und Abnutzung verursacht werden, findet hierbei nicht statt.

Zur Füllungsänderung im Hochdruckcylinder dient ein auf der Kurbelwelle sitzender, mit Trägheitsring versehener Flachregler — sog. Beharrungsregler. Das Prinzip, nach welchem dieser Regler

arbeitet, besteht darin, daß die bei Belastungsänderungen der Maschine auftretende Trägheit einer die Drehbewegungen der Maschine mitmachenden Ringmasse zur Einstellung der Steuerung auf die entsprechende Füllung benutzt wird.

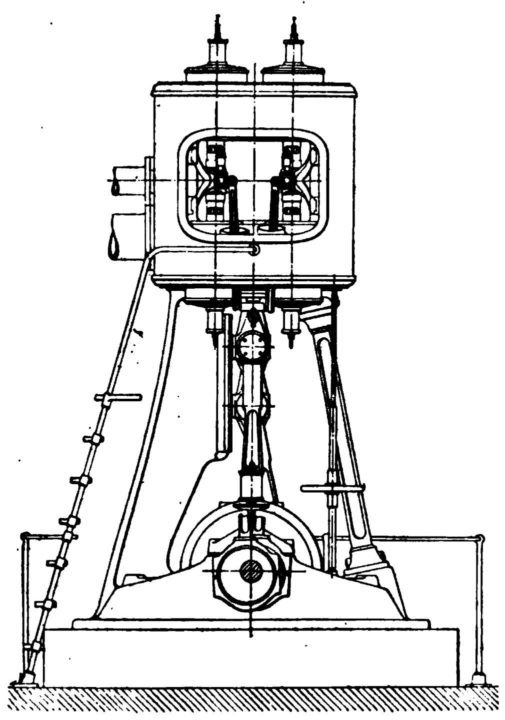


Fig. 631.

Ein Schema des Reglers zeigt Fig. 632. Er besteht aus dem auf der Welle befestigten Pendelträger A, an dem mittels Bolzen die Pendelgewichte C drehbar befestigt sind. Letztere sind durch Schließen D mit dem auf die Welle lose aufgeschobenen Trägheitsring E gelenkartig verbunden. Dem durch die Pendelfliehkräfte entwickelten, eine Verdrehung des Ringes anstrebenden Drehmomente wirkt das durch die Spannung einer kreisförmig gewundenen Biegungsfeder J erzeugte statische Moment entgegen. Die Feder J ist einerseits an dem Schwungring E, anderseits mit dem Pendelträger A verbunden.

Die Wirkungsweise dieses Reglers, welche an dem Schema verfolgt werden kann, ist folgende:

Beim Stillstand der Maschine sind die Pendel zusammengeklappt, und der Schwungring befindet sich in seiner Ruhelage.

Fig. 633a zeigt eine auf Tragfüßen ruhende kleinere Verbundlokomobile mit ausziehbarem Röhrenkessel, Röhrenvorwärmer und Einspritzkondensator der Firma R. Wolf in Magdeburg-Buckau. Der Hochdruckcylinder hat Ridersteuerung, die unter dem Einflusse eines von der Kurbelwelle aus mittels Kegelräder betriebenen Porter-Regulators steht. Die Füllung des Niederdruckcylinders, dessen Dampfverteilung ein Trickscher Kanalschieber regelt, läßt sich durch ein von Hand stellbares Excenter verändern. Die aus Bessemerstahl gefertigte Kurbelwelle läuft in zwei äußeren und in einem mittleren Lager. Von etwa 100 PS_n an sind die äußeren Lager als Kugellager, deren gußeiserne Schalen mit Weißmetall ausgegossen sind. das mittlere Lager mit seitlich nachstellbaren Rotgußschalen ausgebildet. Der unmittelbar an

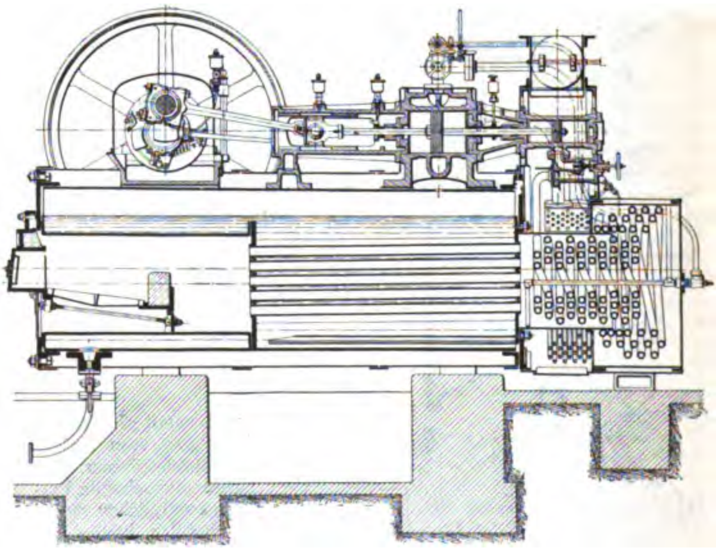


Fig. 633b.

das Auspuffrohr *a* des Niederdruckcylinders angeschlossene Röhrenvorwärmer *m* steht mit der stehend angeordneten, von einem Excenter der Kurbelwelle aus betriebenen Luftpumpe *l* durch eine Leitung *b*, *c* in Verbindung, deren lotrechter Teil (*b*) gleichzeitig den Kondensator bildet und zu dem Zwecke mit einem regelbaren Zulaufhahn *n* für das Einspritzwasser versehen ist. In das wagerechte Verbindungsrohr *c* zwischen Kondensator und Luftpumpe ist ein bei den neueren Ausführungen über Flur angeordnetes Wechselventil *w* eingeschaltet, um erforderlichenfalls auch ohne Kondensation arbeiten zu können. Die Luftpumpe *l* fördert das Einspritzwasser u. s. w. in einen Wasserkasten *s*, aus dem es abläuft bezw. durch die mit der Luftpumpe gekuppelte Speisepumpe *p* in den Vorwärmer *m* von hier in den Kessel gedrückt wird. Als zweite Speisevorrichtung dient ein Injektor.

Der ausziehbare Flammrohrkessel mit Heizrohren (siehe Fig. 675) ist aus Schweißeisenblechen hergestellt und zum Schutze gegen Verluste

durch Wärmestrahlung mit einem doppelten Mantel aus Isoliermasse und Eisenblech umgeben.

Die Heizgase werden durch den nach unten gerichteten Rauchkammerstutzen f in einen unter dem Kessel befindlichen gemauerten Kanal, sodann in einen auf gemauertem Sockel stehenden Blechschornstein geführt; hierbei bestreichen sie den unteren Teil des Kessels, wodurch eine gleichmäßige Erwärmung und Ausdehnung des ganzen Kessels bewirkt wird.

Hohe Wirtschaftlichkeit des Betriebes läßt sich mit den von R. Wolf neuerdings auf den Mark gebrachten Heißdampflokomobilen erreichen. Diese werden zurzeit als sog. Hochdrucklokomobilen — für Leistungen von 10 bis 100 PS_n —, als Verbundlokomobilen mit und ohne Kondensation — für Leistungen von 50 bis 400 PS_n — und als Tandemlokomobilen mit doppelter Überhitzung des Arbeitsdampfes mit und ohne Kondensation — für Leistungen von 20 bis 65 PS_n — ausgeführt.

Einen vollständig neuen Typus einer Dampfkraftanlage stellt die in Fig. 633b dargestellte Tandemlokomobile mit doppelter Überhitzung des Arbeitsdampfes dar. Bei dieser Lokomobile wird der in der Rauchkammer untergebrachte Hochdruckcylinder von den abziehenden Heizgasen umspült und mit Dampf aus dem ersten Überhitzer gespeist, während der in der bekannten Wolfschen Bauart als Dom ausgebildete Niederdruckcylinder den zuvor in einem als Zwischenbehälter dienenden zweiten Überhitzer erwärmten Abdampf des Hochdruckcylinders aufnimmt. Zur Steuerung des letzteren dient ein mittels Achsenreglers beeinflußter, von federnden Dichtungsringen umgebener Kolbenschieber, während der mit konstanter Füllung arbeitende Niederdruckcylinder von einem Trickschen Kanalschieber gesteuert wird.

Versuche an Wolfschen Heißdampflokomobilen haben äußerst niedrige Dampfverbrauchsziffern ergeben.

Besonders bemerkenswert sind die von Professor Josse im Juni 1904 an einer Tandemlokomobile mit doppelter Überhitzung der vorbeschriebenen Bauart von 37 bis 55 PS_n angestellten Versuche. Bei 53,5 PS_n oder 59,4 PS_i — entsprechend einem mechanischen Wirkungsgrade von 0,927 — wurde mit $\sim$ 219 minutlichen Umdrehungen ein stündlicher Dampfverbrauch von 4,67 bezw. 4,34 kg für 1 PS/Std festgestellt und ferner der Wirkungsgrad der Kesselanlage zu 0,79 ermittelt.

G. Abwärmedampfmaschinen [1]).

In der gewöhnlichen Dampfmaschine kann die Expansion nur bis zum praktisch erreichbaren Vakuum (80% bis 90%) heruntergetrieben werden. Dabei herrscht im Kondensator eine Temperatur von etwa 60° bis 45°, während das zum Niederschlagen des Dampfes benutzte Kühlwasser in der Regel eine Temperatur von etwa 15° besitzt.

Das Gefälle zwischen Kondensator- und Kühlwassertemperatur (60° auf 15°) ist durch die Dampfmaschine nicht ausnutzbar, wohl aber kann dasselbe durch Flüssigkeiten verwertet werden, die bei niederen Temperaturen sieden, deren Dämpfe somit bei den in Frage kommenden

---

[1]) Vergl. E. Josse: „Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Kgl. technischen Hochschule zu Berlin"; München und Leipzig 1899, R. Oldenbourg.

Temperaturen schon erhebliche Drücke aufweisen. Zu diesen Flüssigkeiten gehört u. a. die **schweflige Säure** (SO_2); sie ist, da ihre Dampfspannungen bei den in Betracht kommenden Temperaturen innerhalb solcher Grenzen liegen, die konstruktiv leicht zu beherrschen sind, für die Nutzbarmachung der im Abdampf (bei Auspuffmaschinen) oder im Kühlwasser des Kondensators (bei Kondensationsmaschinen) noch zur Verfügung stehenden Wärmemenge besonders geeignet.

Aus den in Fig. 634 dargestellten Kurven sind die bei der Abdampfverwertung in Betracht kommenden Temperaturen und die denselben entsprechenden Kondensatorspannungen und Drücke für gesättigte

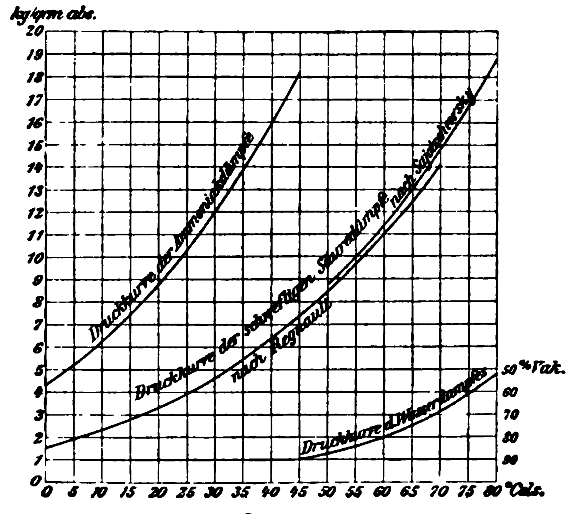


Fig. 634.

Dämpfe der schwefligen Säure und ferner von Ammoniak zu entnehmen. (Die Angaben der Forscher weichen in bezug auf die Dampfspannungen der SO_2-Dämpfe etwas voneinander ab.)

Bei einem Vakuum im Kondensator von z. B. 80%, also bei einer Temperatur von 60°, haben die SO_2-Dämpfe einen Druck von 11 kg/qcm (absolut), bei der Kühlwassertemperatur von 15° einen solchen von 2,87 kg/qcm (abs.). Sie können deshalb in einem Cylinder, indem sie von 11 auf 2,87 kg/qcm expandieren, Arbeit verrichten. Die zur Erzeugung der Kaltdämpfe im Kondensator gewöhnlicher Dampfmaschinen zur Verfügung stehende Wärmemenge ist erheblich, da in der Maschine selbst im wesentlichen nur die der geleisteten Arbeit äquivalente Wärme, abgesehen von Strahlungsverlusten, verschwindet. Bei dem geringen thermischen Wirkungsgrade der Dampfmaschine (vergl. S. 629 u. ff.) ist die im Kondensator abzuführende Wärmemenge daher nur wenig kleiner wie die der Maschine im Frischdampf zugeführte.

Im Anschluß an eine Kondensationsdampfmaschine ergibt sich der Arbeitsvorgang der Abwärmemaschine an Hand des in Fig. 635 dargestellten Schemas.

A ist eine Dampfmaschine, deren Abdampf in einem Oberflächenkondensator B niedergeschlagen wird. Die Kondensation erfolgt jedoch nicht durch Kühlwasser, sondern beispielsweise durch schweflige Säure unter gleichzeitiger Verdampfung derselben.

Die so entwickelten SO_2-Dämpfe leisten in einem besonderen Arbeitscylinder C mechanische Arbeit, indem sie auf einen Druck

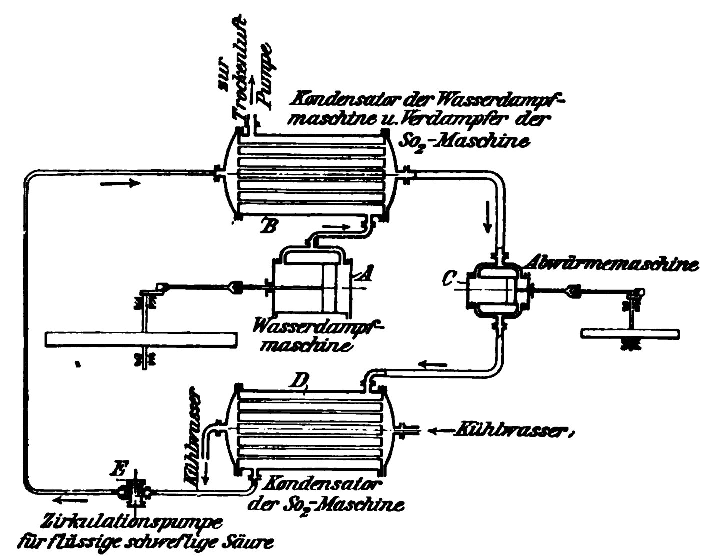


Fig. 635.

herunter expandieren, der etwa der Temperatur des Kühlwassers entspricht. Unter diesem Gegendruck werden die Dämpfe in einen zweiten Oberflächenkondensator befördert und dort durch Kühlwasser wieder verflüssigt.

Die flüssige schweflige Säure wird dann aus dem Kondensator durch eine kleine Pumpe E in den Verdampfer zurückgebracht und beginnt ihren Kreislauf von neuem. Es findet somit, abgesehen von Verlusten durch etwaige Undichtigkeiten, kein Verbrauch des Arbeitsmittels statt.

Für praktische Ausführungen wird man zweckmäßig den Kaltdampfcylinder mit der Dampfmaschine unmittelbar kuppeln, so daß er auf dieselbe Kurbelwelle wie die letztere arbeitet, oder aber es wird die Kaltdampfmaschine als für sich bestehende selbständige Maschinenanlage ausgeführt, die den Abdampf von einer oder von mehreren Dampfmaschinen ausnutzt.

Im ersteren Falle dürfte es sich empfehlen, die mit der Abwärmemaschine zu vereinigende Dampfmaschine als Zweifach-Verbundmaschine auszuführen und als dritten Cylinder den Abwärmecylinder hinzuzufügen. Allerdings müssen bei einem solchen Zusammenbau die Raumverhältnisse der Dampfcylinder etwas anders wie sonst üblich gewählt werden.

Dadurch, daß man eine höhere Dampf-Kondensatorspannung zugrunde legen wird (etwa 0,3 atm = 70 % Vakuum), fällt der Niederdruckcylinder dem Raume nach erheblich (etwa 30 %) kleiner aus wie bei gewöhnlichen Maschinen; auch der hinzukommende Kaltdampfcylinder kann infolge des hohen mittleren Druckes des SO_2-Diagrammes (etwa 3,5 kg/qcm) einen verhältnismäßig kleinen Durchmesser erhalten.

Derartige größere, mit hoch überhitztem Dampf betriebene Maschinen von etwa 1200 bis 2000 PS_n, würden nach den jetzt vorliegenden Erfahrungen etwa 3 bis 3,3 kg Dampf für 1 PS_i/std gebrauchen.

Versuche, die von Prof. Josse an einer im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule zu Berlin für Lichtbetrieb dienenden Dreifach-Verbundmaschine von 150 PS_n nach Anfügen eines Kaltdampfcylinders mit überhitztem Dampf von etwa 300° angestellt wurden, ergaben als günstigsten Dampfverbrauch der Dampfmaschine allein 5 kg für 1 PS_i/std. Die Abwärmemaschine leistete hierbei noch 34,2 % der Dampfmaschinenarbeit. Der Dampfverbrauch der vereinigten Maschine von 218 PS_i Gesamtleistung verringerte sich infolge der hinzugekommenen Leistung des Abwärmecylinders auf **3,74 kg** für 1 PS_i/std.

Während in diesem Falle der SO_2-Cylinder mit der Dampfmaschine zu einem einheitlichen Maschinensatz gekuppelt ist, besteht die 175 PS-Abwärmedampfmaschine der Centrale der Berliner Elektrizitätswerke in der Markgrafenstraße als selbständige Maschine für sich. Sie hat 450 mm Cylinderdurchmesser, 500 mm Hub und leistet bei 130 Uml/min normal 150 PS_n. Zum Antriebe dient der Abdampf einer der dort aufgestellten van der Kerkhoveschen stehenden Verbundmaschinen von 360 PS.

Bei Anwendung der nötigen Sorgfalt in der Ausführung können nach Professor Schröter in München zurzeit Leistungen von 400 PS in einem Abwärmecylinder — wie z. B. bei der von Gebr. Sulzer in Winterthur für die Spinnerei und Weberei Steinen in Wiesenthal gebauten Maschine — in dauerndem Betriebe anstandslos bewältigt werden. Genannte Maschine von insgesamt 1054 PS_i (normal) ergab bei Versuchen gegenüber der Dampfmaschine allein eine Ersparnis im Wärmeverbrauch für 1 PS_i/Std von etwa 28 %. Hierbei arbeitete die Dampfmaschine mit dem ziemlich hohen Kondensatordruck von 0,337 kg/qcm. Für sich allein und mit dem für sie günstigsten Kondensatordruck (etwa 0,1 kg/qcm) arbeitend, würde sich die Wirtschaftlichkeit der Dampfmaschine natürlich günstiger stellen, als bei den Versuchen ermittelt wurde, — es kann somit in der Ersparnis von 28 % nicht das wirtschaftliche Gesamtergebnis der Anlage zum Ausdruck kommen und im vorliegenden Falle um so weniger, als bei Ermittlung der genannten Wertziffer die Arbeit für die Bewegung der ziemlich großen Kühlwassermenge ganz unberücksichtigt geblieben ist. Immerhin mag es Fälle geben, in denen an vorhandenen Maschinen angefügte Abwärmevorrichtungen noch einen erheblichen Gewinn liefern.

H. Der Indikator und seine Anwendung.

a) Bauart und Wirkungsweise des Indikators.

Um einen Einblick in die Arbeitsweise einer Dampfmaschine zu erhalten, bezw. um die Leistung (indizierte) derselben bestimmen zu können, bedient man sich des Indikators. Derselbe gibt über die in den Cylindern (bezw. dem Cylinder) der Maschine herrschenden Dampfdrücke für alle Stellungen der Arbeitskolben Aufschluß, indem er die ersteren sowie die letzteren mittels Schreibstiftes auf dem Papierstreifen eines von irgendwelchem hin und her gehenden Teile (Kolbenstange, Kreuzkopf u. s. w.) der Maschine aus durch Schnurzug in Drehbewegung versetzten Cylinders (Papiercylinders) zur Darstellung bringt. Hierzu sind Rollen-Hubverminderer erforderlich, die zumeist am Indikator selbst angebracht werden. Der Schreibstift ist an dem einen Ende einer Geradführungsvorrichtung befestigt, die mittels Lenkstange von der Kolbenstange des Indikatorcylinders — bei senkrechter Stellung desselben — auf-, bezw. abwärts bewegt wird. Je nachdem sich die

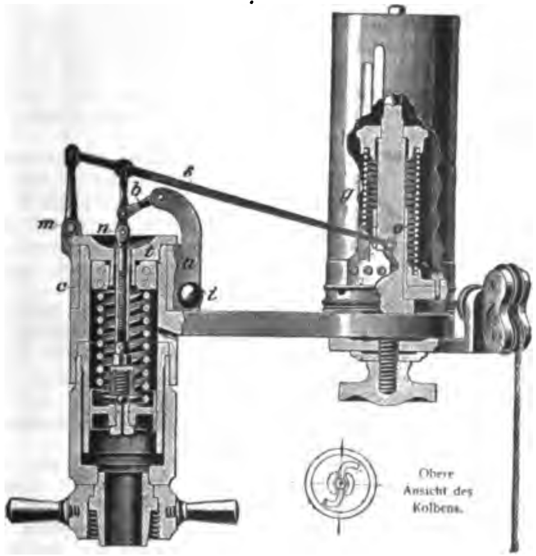


Fig. 636.

Spannungen in dem betreffenden Cylinder der Dampfmaschine ändern, nimmt der mit demselben durch eine Rohrleitung mit eingeschaltetem Dreiwegehahn in Verbindung stehende Indikatorkolben, indem er eine über ihm liegende Feder mehr oder weniger zusammendrückt, entsprechende Stellungen ein, die mittels des Schreibstiftes auf den Papiercylinder übertragen werden.

Fig. 636 zeigt den von der Firma H. Maihak in Hamburg in den Handel gebrachten Crosby-Indikator, der auch bei hohen Umdrehungszahlen der Maschine noch brauchbare Diagramme liefert.

In dem zum Zwecke der Reinigung leicht herausnehmbaren, vom Dampf umspülten Cylinder bewegt sich ein dünnwandiger Kolben aus gehärtetem Werkzeugstahl, dessen Nabe die sog. Pfannenschraube aufnimmt, zwischen der und dem pfannenartig geformten Ende der Kolbenstange eine an der untersten Windung der doppelgängigen Kolbenfeder sitzende kleine Kugel gelagert ist. Durch diese Kugelgelenkverbindung zwischen Feder und Kolben soll jede etwa eintretende Achsenabweichung unschädlich gemacht und durch die centrale Druckaufnahme dem Kolben ein von jedem Seitendrucke freies Spiel gesichert werden.

Zur Aufnahme des Federkopfes dient ein Gewindezapfen des in den Indikatorcylinder eingeschraubten Deckels *t*, dessen centrale Bohrung — zur dauernd sicheren Führung der Kolbenstange — noch mit einer Stahlbüchse versehen ist.

Die aus Stahl hergestellte hohle Kolbenstange kann mittels eines über ihr unteres Sechskant geschobenen Hohlschlüssels bequem auf die geschlitzte Kolbennabe geschraubt werden, deren obere Kante sich dabei fest in eine entsprechende Rille der Kolbenstange einlegt.

Die Übertragung der Bewegung der Kolbenstange auf das Schreibzeug geschieht durch eine in die erstere behufs beliebiger Höhenlage der atmosphärischen Linie auf dem Papierstreifen mehr oder weniger tief eingeschraubte Spindel, deren oberes Ende *n* durch eine Lenkstange, an der auch das kurze, anderseits am Arme *a* der mittels eingeschraubten Griffes *i* drehbaren Hülse *c* sitzende Glied *b* angreift, mit dem Schreibhebel *s* gelenkig verbunden ist.

Die Geradführung des Schreibstiftes ist eine abgeleitete Storchschnabelübertragung, bei der die Punkte *m*, *n* und *o* stets in einer geraden Linie liegen, womit sich eine genaue Proportionalität zwischen Kolben- und Schreibstiftweg ergibt. Das Übertragungsverhältnis ist 1 : 6.

Der mit ein oder zwei Schnurrillen versehenen Papiertrommel *g* wird durch eine kurze nachstellbare Schraubenfeder eine der Kolbenbewegung proportionale Drehbewegung erteilt.

Die Schnurleitrollen *l* lassen sich nicht nur mit ihrem Arm verstellen, sondern auch um eine wagerechte Achse beliebig verdrehen, so daß die Schnur in jeder gewünschten Richtung geführt werden kann.

Der von Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau gebaute Thompson-Indikator (neuestes Modell, 1900) eignet sich ebenfalls zur Verwendung für Dampfmaschinen mit hohen Umdrehungszahlen.

Um die Papiertrommel des Indikators während des Betriebes ohne Aushängung eines in die Verbindungsschnur mit dem Kreuzkopf u. s. w. eingeschalteten Hakens anhalten zu können, werden Sperrvorrichtungen angeordnet. Besser ist die ohne jedes Gesperre arbeitende Anhaltevorrichtung von Maihak, bei der durch entsprechende Stellung eines auf der feststehenden Spindel des Papiercylinders sitzenden Knopfes mittels zwischengeschalteter Reibkupplung eine Verbindung oder ein Lösen der Trommel mit den in fortwährender Drehbewegung befindlichen Schnurrillen herbeigeführt wird, die in diesem Falle ohne sonstige Verbindung mit der Papiertrommel stehen.

Für fortlaufende Diagramme werden besondere Papiertrommeln verwendet, die ein selbsttätiges Vorrücken des Papierstreifens bei bewegter Trommel ermöglichen bezw. nach Auslösen einer Sperrklinke — was während des Ganges geschehen kann — wie gewöhnliche Trommeln arbeiten.

Mittels **elektrischer Anrückvorrichtung** läßt sich bei mehreren Indikatoren, wie sie zur genauen Untersuchung von Verbund- bezw. Mehrfach-Expansionsmaschinen nötig sind, ein gleichzeitiges Anrücken sämtlicher Schreibstifte an die Papiercylinder durch eine einzige Person bequem und sicher erreichen.

Die Indikatoren mit inneren Kolbenfedern sind störenden Einflüssen durch die jeweiligen Temperaturen des Arbeitsdampfes ausgesetzt, die sich bei hohen Dampfdrücken und bei Anwendung hoch überhitzten Dampfes besonders bemerkbar machen.

Um die Federn den Wärmeeinflüssen möglichst vollständig entziehen und dieselben auf möglichst gleicher Temperatur halten zu

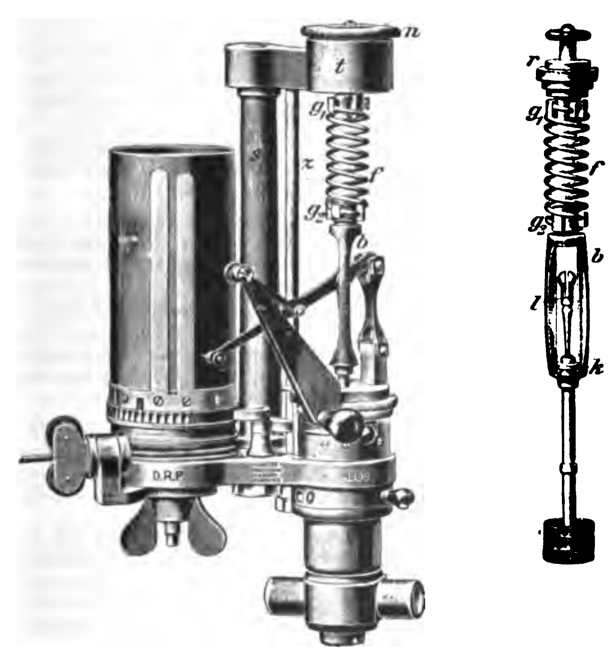


Fig. 637. Fig. 637 a.

können, werden sie außerhalb des Indikatorcylinders angeordnet, so daß ihre Temperatur nahezu derjenigen des sie umgebenden Luftraumes entspricht. Damit fallen sowohl für die Prüfung wie für die Benutzung alle Schwierigkeiten fort, die sich bei Indikatoren mit innerer Feder geltend machen, soweit der Temperatureinfluß hierbei in Frage kommt.

Fig. 637 zeigt einen Indikator mit außen und daher kühl liegender Feder nach der Ausführung von Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover. Der Federträger *t* stützt sich auf eine hohle Stahlsäule *s*,

wobei das Kippmoment durch eine kräftig angezogene Zugstange *z* aufgehoben wird. Der Schraubenkopf *r* (Fig. 637 a) wird nach Entfernung der Druckmutter *n* mit der bei g_1 aufgeschraubten Feder *f* in den Träger *t* von oben eingesteckt, sodann auf das Gewinde g_2 am Bügel *b* der Kolbenstange *k* aufgeschraubt und hierauf die Druckmutter *n* fest angezogen.

Der geschlitzte Teil *b* der Kolbenstange nimmt die mit Kugelgelenk angeschlossene Lenkstange *l* des Schreibhebels auf.

Das Schreibzeug und die sonstige Anordnung dieses Indikators entsprechen den von Dreyer, Rosenkranz & Droop angefertigten Indikatoren mit inneren Kolbenfedern.

Auch der vorgenannte Thompson-Indikator der Firma Schäffer & Budenberg kann mit freiliegender Kolbenfeder geliefert werden.

Während die Schraubenfedern der vorbesprochenen Indikatoren auf Druck beansprucht sind, werden dieselben bei den neueren Indikatoren von Willner, Stauß u. a. auf Zug beansprucht, womit eine erhebliche Verminderung der Kolbenreibung verbunden ist. Solche Indikatoren mit außenliegenden Federn sollen bis zu 800 minutlichen Umdrehungen der Maschine tadellos arbeiten.

Bei dem von Otto Schulze gebauten optischen Indikator werden die Bewegungen einer aus einem ebenen gehärteten Stahlblech bestehenden Membran, deren eine Seite den Drücken im Cylinder ausgesetzt ist, auf einen Spiegel übertragen, der die auf ihn fallenden Strahlen einer Lichtquelle auf eine Mattscheibe zurückwirft und so auf ihr ein Diagramm erscheinen läßt. Soll dieses festgehalten werden, so wird an Stelle der Mattscheibe eine Kassette mit photographischem Papier eingeschoben und belichtet. Der Indikator kann für Motoren bis zu 2000 minutlichen Umdrehungen benutzt werden.

b) Indikatorversuche.

Um brauchbare Diagramme zu erhalten, ist an jedem Cylinderende je ein Indikator durch geeignete Verbindungsstücke (Knierohre, Hähne, Verschraubungen) mit dem Inneren des Dampfcylinders in Verbindung zu bringen. Nur in seltenen Fällen empfiehlt es sich, beide Cylinderseiten mit einem einzigen Indikator zu indizieren, der dann auf einen durch Bogenrohre mit den Cylinderenden verbundenen Dreiweghahn gesetzt wird. Man erhält im letzteren Falle die Diagramme rechts und links vom Kolben auf demselben Papierstreifen.

Nach Anbringung des mit einer kleinen Ausblaseöffnung versehenen Indikatorhahnes wird derselbe während des Ganges der Maschine zunächst so gestellt, daß alles Kondensationswasser aus den Verbindungsrohren entweichen kann, und nachdem sodann die dem Kesseldrucke entsprechende Feder in den Indikatorcylinder eingesetzt ist dieser mit dem zugehörigen Hahn verschraubt.

Die Schnurverbindung des Indikators mit dem Rollen-Hubverminderer bezw. mit dem Kreuzkopf u. s. w. der Maschine ist in der Weise zu regeln, daß die Papiertrommel bei ihrer Drehbewegung auf keiner Seite anstößt. Die hierzu notwendige Verlängerung oder Verkürzung der Indikatorschnur, die aus besonders geeignetem Material hergestellt sein muß, wird durch kleine Holzplättchen mit drei oder vier Löchern, durch besondere Schnurspannerhaken oder dergl. bewirkt.

Der Papierstreifen ist derart auf die Trommel zu bringen, daß er überall glatt an derselben anliegt. Nach Einhaken der Schnur oder dergl. wird dann bei geschlossenem Indikatorhahn durch sanftes Aufdrücken des Schreibstiftes auf den Papierstreifen die atmosphärische Linie gezogen; hierauf wird der Hahn geöffnet, und da jetzt eine Verbindung des Indikatorcylinders mit dem zu untersuchenden Dampfcylinder hergestellt ist, durch abermaliges leichtes Andrücken des Schreibstiftes an den Papierstreifen das Diagramm genommen.

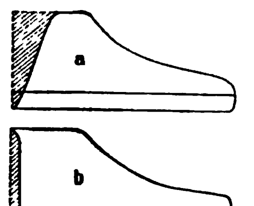
Nach Abstellen des Schreibstiftes wird der Hahn wieder geschlossen, darauf die Indikatorschnur ausgehakt oder dergl. (s. vorstehend), und nachdem der Diagrammstreifen von der nunmehr feststehenden Trommel entfernt ist, diese mit einem neuen Papierstreifen versehen.

Es empfiehlt sich bei Untersuchungen von Dampfmaschinen, eine größere Anzahl von Diagrammen unter allen möglichen Betriebsverhältnissen zu nehmen, um daraus für die Beurteilung der Maschine brauchbare Ergebnisse zu erhalten.

Der Verlauf der einzelnen Linien des Dampfdiagramms gibt über die Arbeitsweise der betreffenden Maschine genauen Aufschluß. Man erkennt aus dem Diagramm mittels des Federmaßstabes die Höhe der Einströmungs- und Ausströmungsspannung des Dampfes, den Beginn der Expansion, der Kompression, der Vor-Ein- und Vor-Ausströmung des Dampfes u. dergl. (vergl. S. 642 u. ff.).

Die nachstehenden Abbildungen (*a* bis *m*) geben eine übersichtliche Zusammenstellung fehlerhafter Diagramme. Die schraffierten Flächen derselben entsprechen den jedesmaligen Arbeitsverlusten der Maschine.

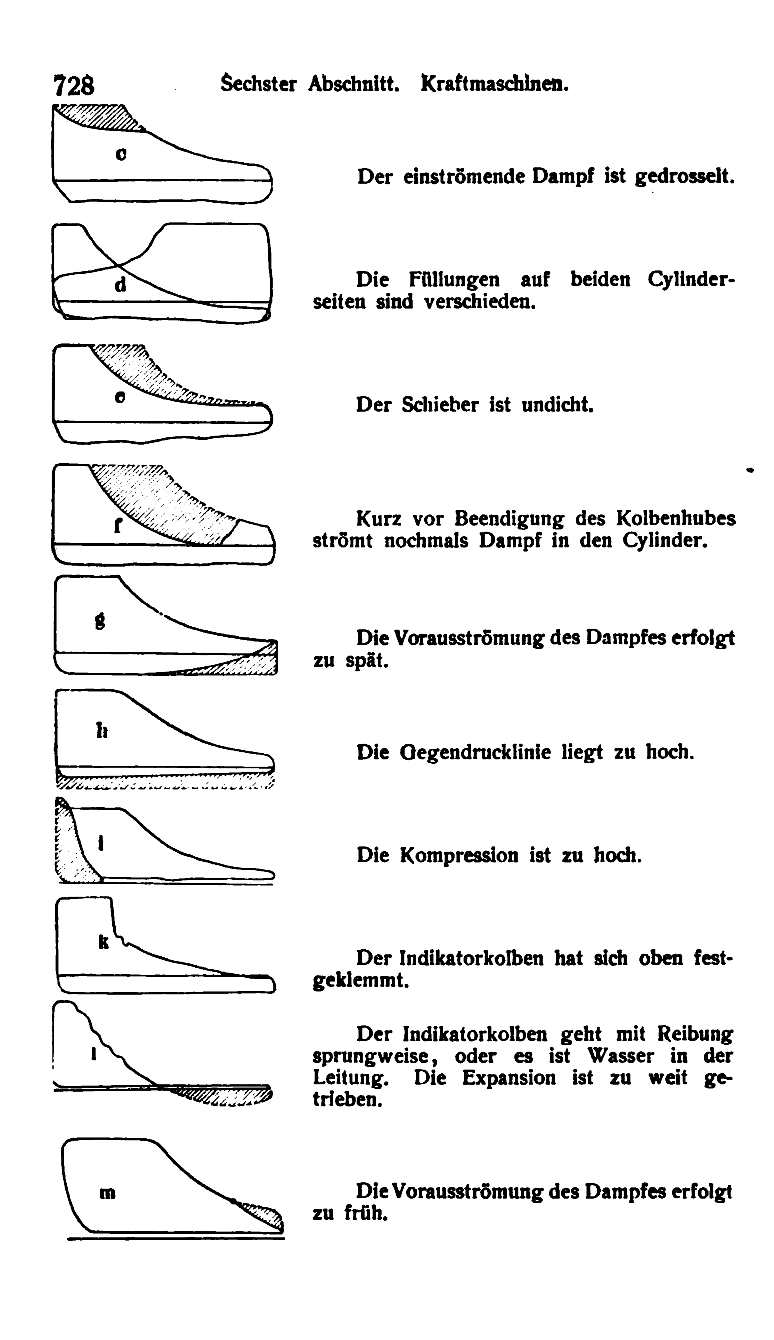
Zusammenstellung fehlerhafter Diagramme[1]).



Die Voreinströmung des Dampfes erfolgt zu spät.

Die Voreinströmung des Dampfes erfolgt zu früh.

[1]) Vergl. P. H. Rosenkranz, „Der Indikator und seine Diagramme", 6. Aufl. Berlin 1901. R. Gärtner.



Der einströmende Dampf ist gedrosselt.

Die Füllungen auf beiden Cylinderseiten sind verschieden.

Der Schieber ist undicht.

Kurz vor Beendigung des Kolbenhubes strömt nochmals Dampf in den Cylinder.

Die Vorausströmung des Dampfes erfolgt zu spät.

Die Gegendrucklinie liegt zu hoch.

Die Kompression ist zu hoch.

Der Indikatorkolben hat sich oben festgeklemmt.

Der Indikatorkolben geht mit Reibung sprungweise, oder es ist Wasser in der Leitung. Die Expansion ist zu weit getrieben.

Die Vorausströmung des Dampfes erfolgt zu früh.

J. Dampfturbinen.

Die Dampfturbinen entbehren des Kolben- und Kurbelgetriebes gewöhnlicher Dampfmaschinen mit ihren hin und her gehenden bezw. rotierenden Massen; es sind Motoren von verhältnismäßig einfacher Bauart, die durch den gespannten Dampf — nach Art der Wasserturbinen — in rasche Umdrehung versetzt werden und nur einen geringen Aufstellungsraum erfordern. Wegen ihres ruhigen, stoßfreien und sehr gleichförmigen Ganges eignen sie sich besonders zum unmittelbaren Antriebe von Dynamomaschinen, wegen der großen Umdrehungszahl auch zum unmittelbaren Antriebe von Kreiselpumpen und Gebläsen.

Entsprechend den Wasserturbinen werden auch die Dampfturbinen als Druck- oder als Überdruckturbinen und, je nachdem die Einströmung des Dampfes am ganzen Umfange eines Laufrades oder nur auf einem Teile desselben stattfindet, als Voll- oder als Partialturbinen ausgeführt. Abweichend von den Gepflogenheiten des hydraulischen Betriebes kommen im Dampfturbinenbau jedoch noch Vereinigungen von zwei oder mehreren hintereinander geschalteten Turbinen vor, die bei wenigen Rädern als mehrstufige, bei sehr vielen Rädern als vielstufige Dampfturbinen bezeichnet werden. (Eine Turbine, welche das gesamte Nutzgefälle in einem einzigen Rade in mechanische Arbeit umwandelt, wird als einstufige Turbine bezeichnet.)

In Deutschland sind bisher hauptsächlich die von de Laval in Stockholm und von Parsons in Gateshead erfundenen Dampfturbinen zur Ausführung gekommen.

Die Laval-Turbine ist eine einstufige Druckturbine, so daß, da bei ihr der ganze Dampfdruck in einer einzigen Turbine ausgenutzt wird, sich für Umfangsgeschwindigkeit und Umdrehungszahl des zugehörigen Laufrades sehr hohe Zahlenwerte ergeben; bei der als mehrstufige Überdruckturbine gebauten Parsons-Turbine ist eine größere Anzahl von Einzelturbinen in einer gemeinsamen Kammer hintereinander gelagert, wodurch der Dampfdruck in eine gleiche Anzahl von Unterstufen geteilt und so die Geschwindigkeit des Dampfes — infolgedessen auch die Umdrehungszahl der Turbinenwelle — wesentlich kleiner ausfällt als bei der Laval-Turbine. Letztere ist eine Achsialturbine mit nur teilweiser Beaufschlagung; sie eignet sich vorzugsweise für kleinere Kräfte — etwa bis zu 300 PS_n —, während die als Vollturbine konstruierte Parsons-Turbine bereits für Einzelleistungen bis zu 10000 PS_n geliefert ist.

In der Absicht, die in den gegensätzlichen Eigenschaften der beiden Turbinensysteme von de Laval und Parsons enthaltenen Vorteile zu vereinigen und die Nachteile zu mildern, sind in der Neuzeit weitere Turbinensysteme und -konstruktionen ausgebildet worden. Hierher gehören die Turbinen von Riedler-Stumpf, Zoelly, Curtis, Rateau u. a.

Das Eigenartige dieser Turbinenkonstruktionen bildet die Ausführung einer nur mäßigen Zahl von Laufrädern oder Schaufelkränzen mit voller oder teilweiser Beaufschlagung in den ersten Stufen unter Anwendung der Druck- oder der Geschwindigkeitswirkung des Dampfes, wobei sog. Druck- oder Geschwindigkeitsabstufungen oder aber beide gleichzeitig Verwendung finden.

a) Dampfturbine von de Laval.

1. Allgemeine Einrichtung der Laval-Turbine.

Die Fig. 638 und 639 ersichtliche Turbine der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln a. Rh., ist mit zwei auf der Abbildung nicht angegebenen Dynamos unmittelbar gekuppelt. Der Dampf wird, nachdem er einen Reiniger *a* und das von einem Achsenregulator eingestellte Drosselventil *b* durchströmt hat, dem auf einer biegsamen Welle *d* sitzenden Laufrade durch eine Anzahl (4 bis 12, je nach der Größe der Turbine) im Kreise angeordneter regelbarer Düsen (Fig. 640) zugeführt, die aus dem ringförmigen Kanal *c* gespeist werden. Zufolge der Konstruktion der kegelförmigen, am Ende cylindrisch erweiterten Düsen tritt der Dampf aus diesen, je nach seiner Spannung und je nachdem, ob Auspuff oder Kondensation vorgesehen, mit einer Geschwindigkeit von 600 bis 1200 m/sek, entsprechend einer Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades von 300 bis 350 m/sek, so daß die Turbinenwelle, je nach der Größe des Motors, etwa 10000 bis 30000 minutliche Umdrehungen macht. Stirnräderübersetzungen bewirken eine 10- bis 13fache Übersetzung der Geschwindigkeit der Turbinenwelle ins langsame, so daß die zwei seitlich von der Turbinenachse angeordneten Vorgelegewellen d_1 bezw. d_2 (Fig. 639), auf denen die Kupplungen (unter Umständen Riemenscheiben) zur Bewegungsübertragung sitzen, etwa 750 bis 3000 minutliche Umdrehungen ausführen, Zur Führung der Vorgelegewellen dienen im vorliegenden Falle je zwei lange, mit Ringschmierung versehene Lager, deren aus Rotguß gefertigte Schalen mit Weißmetall gefüttert sind. In gleicher Weise erfolgt die Führung der Turbinenwelle *d* außerhalb des

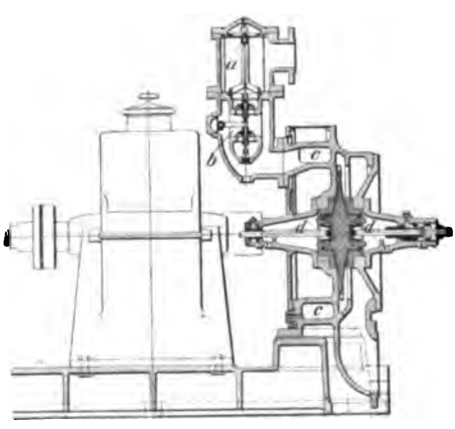


Fig. 638.

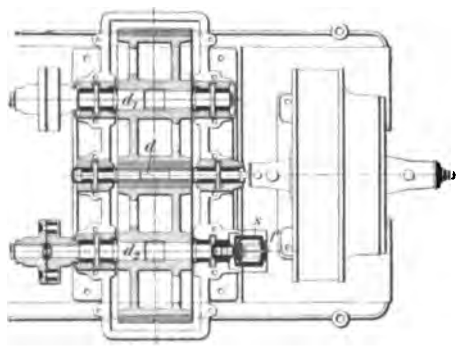


Fig. 639.

Turbinengehäuses durch zwei lange Lager mit Ringschmierung, während innerhalb desselben noch ein Kugellager und ein freischwebendes Dichtungslager angeordnet sind.

Am Ende der Vorgelegewelle d_2 sitzt der äußerst gedrängt gebaute **Regulator**, dessen aus zwei halben Hohlcylindern gebildete

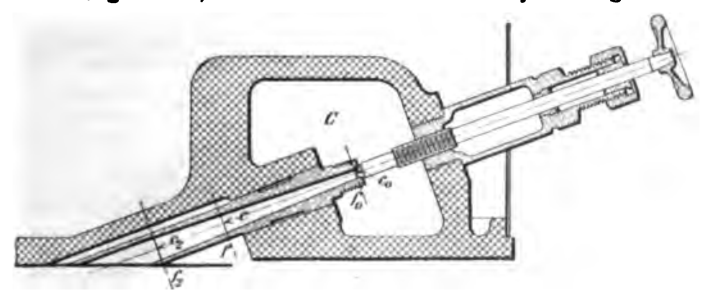


Fig. 640.

Schwungmassen *s*, je nach der Geschwindigkeit des Motors, einen federbelasteten Druckstift *f* mehr oder weniger verschieben, durch den dann mittels Hebelgestänges das bereits erwähnte entlastete Drosselventil *b* beeinflußt wird.

Das mit der zweiteiligen Turbinenwelle *d* in der Fig. 638 ersichtlichen Weise verbundene **Laufrad** ist aus zähem Stahl gefertigt. (Bei größeren Rädern — von 75 PS_n aufwärts — geht die Welle durch und ist mittels eines kleinen Bolzens mit einer in die Laufradnabe eingeschliffenen, gegen Verdrehung gesicherten Stahlbüchse verbunden.)

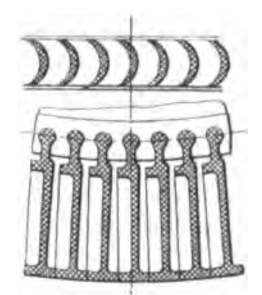


Fig. 641.

Die als Einzelstücke aus gepreßtem Flußstahl gefertigten und auf Kaliber gefrästen **Schaufeln** (Fig. 641) sind auswechselbar in das Rad eingesetzt und in diesem nur leicht verstemmt; ihre an den äußeren Enden sitzenden Verstärkungen bilden einen Ring, der ein Entweichen des Arbeitsdampfes über die Schaufeln verhindert.

Fig. 642 zeigt die perspektivische Ansicht des Laufrades einer Laval-Turbine mit 4 Düsen und die Wirkung des durch die letzteren strömenden Dampfes auf die Turbinenschaufeln.

Die **Turbinenwelle** *d* (Fig. 638 und 639), deren Durchmesser bei Maschinen bis zu 10 PS_n an der schwächsten Stelle 5 mm, bei solchen von 300 PS_n nur 30 mm beträgt, setzt zufolge ihrer leichten Durchbiegung dem Einstellen in die Hauptachse der freien Drehung nur wenig Widerstand entgegen, so daß große Lagerpressungen vermieden werden[1]. Für Leistungen bis einschließlich 30 PS_n haben die Laval-Turbinen nur **ein** Vorgelege, während alle größeren Typen mit zwei Vorgelegen ausgerüstet sind.

[1]) Siehe Kirsch, „Die kritische Geschwindigkeit von Wellen mit sehr hoher Umlaufzahl", Z. d. V. d. I. 1896, S. 772.

2. Die strömende Bewegung des Dampfes.

Die Geschwindigkeit c (in m/sek), mit welcher der Dampf durch irgendeinen Querschnitt f (in qm) der Düse (Fig. 640) geht, sowie das Gewicht G des durch dieselbe strömenden Dampfes (in kg/sek), sind nach den von Zeuner hierüber aufgestellten Formeln zu berechnen [1]. Dieselben beruhen auf der Annahme einer reibungslosen adiabatischen Strömung und voller Ausfüllung des Düsenquerschnittes durch den Dampfstrahl.

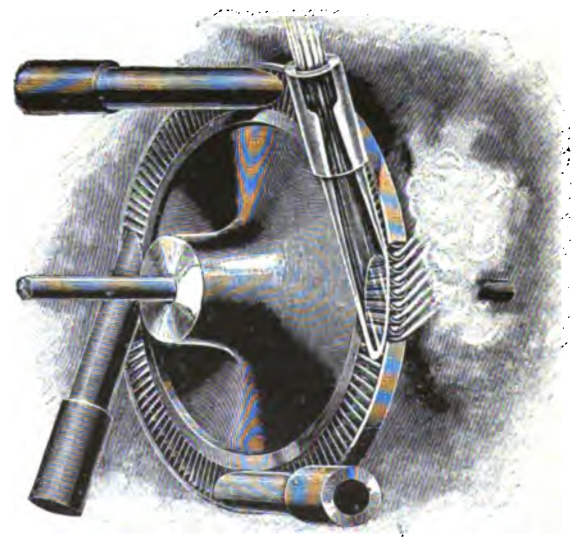


Fig. 642.

Es ist, sobald der Druck p (in kg/qcm) in einem beliebigen Querschnitte f der Düse bekannt ist und p_1 (in kg/qcm) den Druck in dem Raume bezeichnet, aus dem der Dampf vom spezifischen Volumen v_1 ausströmt

$$c = \sqrt{2 g \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]} \quad . \; . \; . \; . \quad 109$$

worin für gesättigten (trockenen Dampf) $n = 1{,}135$ gesetzt werden kann (vergl. Fußnote 1 auf S. 621).

Für das Volumen des durch die Düse in der Sekunde strömenden Dampfes besteht die Beziehung

$$G v = f c,$$

wenn v das spezifische Volumen dieses Dampfes (in cbm/kg) bedeutet.

Dasselbe ergibt sich für adiabatische Strömung aus der Beziehung

$p v^n = p_1 v_1^n =$ konst. zu $v = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{n}} v_1$, so daß folgt

[1]) Vergl. Zeuner, „Vorlesungen über Theorie der Turbine“, Leipzig 1899, S. 267 u. f.

$$G = \frac{f}{v_1}\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} c.$$

Setzt man in diese Gleichung den Wert von c aus Gl. 109 ein, dann erhält man

$$G = f\sqrt{2g\frac{n}{n-1}\frac{p_1}{v_1}\left[\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n+1}{n}}\right]} \quad . \; . \; . \quad \mathbf{110}$$

Durch diese Gleichung ist, da das Gewicht G für alle Querschnitte den gleichen Wert haben muß, der Zusammenhang zwischen dem Querschnitte f und dem Dampfdrucke p in demselben gegeben.

Für den kleinsten Querschnitt f_0 der Düse (in qm) erhält man aus Gl. 110 mit einem bestimmten Höchstwerte von p, das ist also p_0, durch Differentiation und Nullsetzen des Differentialquotienten

$$\frac{p_0}{p_1} = \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n}{n-1}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{110\,a}$$

und damit

$$G = f_0\sqrt{2g\frac{n}{n-1}\frac{p_1}{v_1}\frac{n-1}{n+1}\left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{2}{n-1}}} \quad . \; . \; . \quad \mathbf{111}$$

sowie aus Gl. 109 die Durchflußgeschwindigkeit

$$c_0 = \sqrt{2g\frac{n}{n+1}p_1 v_1} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{112}$$

Der Druck p_0 wird als „kritischer Mündungsdruck" bezeichnet[1]).

Aus vorstehenden Gleichungen folgt mit $n = 1{,}135$

$$\frac{G}{f_0} = 199\sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \text{ und } c_0 = 323\sqrt{p_1 v_1} \quad . \; . \; . \; . \quad \mathbf{113}$$

Ist x der spezifische Dampfgehalt des Wasserdampfes im Anfangszustande (vergl. S. 620), so kann für $x \geq 0{,}5$ die Beziehung zwischen Druck und Volumen genügend genau durch die Gleichung $p_1 v_1^{1{,}0646} = 1{,}7617$ ausgedrückt werden[2]).

Damit ergeben sich nach Einsetzung des berechneten Wertes von v_1 in die Gleichungen 113 die für den praktischen Gebrauch besser geeigneten Gleichungen

$$\frac{G}{f_0} = 152{,}59\,p_1^{\,0{,}9696} \text{ und } c_0 = 421{,}4\,p_1^{\,0{,}0303} \quad . \; . \; . \quad \mathbf{114}$$

p_0 folgt (mit $n = 1{,}135$) aus Gl. 110a zu $p_0 = 0{,}5744\,p_1$ . . **114a**

Für überhitzten Dampf ist $n = 1{,}3$ in die obigen Formeln einzusetzen.

Das spezifische Volumen v_1 des überhitzten Dampfes vom Drucke p_1 bestimmt man aus Gl. 90 (S. 624)

$$v_1 = \frac{RT - Cp_1^m}{p_1}.$$

---

[1]) Nach Gutermuth (Z. d. V. d. I. 1904, S. 83) kann für Überschlagsrechnungen die Ausflußgeschwindigkeit c oberhalb des kritischen Mündungsdruckes aus der Formel

$$c = 1000 - 900\frac{p}{p_1}$$

bestimmt werden.

[2]) Vergl. Zeuner, „Technische Thermodynamik", II. Bd., 3. Aufl., Leipzig 1890

Die in neuester Zeit an Dampfturbinen mit Verteilungsdüsen angestellten Versuche haben die Übereinstimmung der wirklichen Ausflußmenge des Dampfes mit der in Vorstehendem ermittelten theoretischen Ausflußmenge ergeben [1]).

Bezeichnet F_0 (in qcm) die Summe der Düsenquerschnitte an den engsten Stellen, dann ist nach Gl. 113 — für gesättigten Dampf — die in der Stunde durch die Düsen strömende Dampfmenge (in kg)

$$S = 3600\,G = \frac{199 \cdot 3600}{10\,000} F_0 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} = 71{,}64\,F_0 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}.$$

Für überhitzten Dampf wird

$$S = 75{,}906\,F_0 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}.$$

Setzt man in Gl. 114 für die Geschwindigkeit c_0 verschiedene Werte von p_1 ein, so ersieht man, daß c_0 mit dem Drucke p_1 nur langsam zunimmt, so daß man hierfür den konstanten Mittelwert $c_0 \sim 450$ m/sek annehmen kann.

Um eine möglichst vorteilhafte Ausnutzung der Dampfarbeit zu erhalten, läßt man die Düse in einem solchen Querschnitte enden, daß der damit erreichte Druck p_2 dem im Turbinenraume herrschenden Drucke (etwa 1 kg/qcm oder 0,2 kg/qcm, je nachdem die Turbine mit Auspuff oder mit Kondensation arbeitet) entspricht. Aus den Gleichungen 109 und 112 ergibt sich dann mit den gegebenen Drücken p_2 (anstatt p in Gl. 109 zu setzen) und p_1 das Verhältnis der beiden Geschwindigkeiten $\frac{c_2}{c_0}$ und aus den Gleichungen 110 und 111 (in Gl. 110 ist wieder für p der Wert p_2 zu setzen) durch Gleichstellung derselben das Querschnittsverhältnis $\frac{f_2}{f_0}$ bezw. die konische Form der Düse. (Der Kegelwinkel der Düse beträgt zumeist 10° bis 12°.)

Die Form der Laval-Düse kann auch mit Hilfe eines Wärmediagramms auf zeichnerischem Wege ermittelt werden (s. Stodola, „Die Dampfturbinen", 3. Aufl., Berlin 1905, Julius Springer).

3. Der Energieumsatz in der Lavalturbine.

Die theoretische Leistung (in mkg) des mit der Geschwindigkeit c_1 und unter einem Winkel von etwa 17° bis 20° gegen die Radebene ankommenden Dampfstrahles ist, wenn λ_1 die Dampfwärme (in *WE*) des Anfangszustandes, λ_2' diejenige der adiabatischen Expansion auf den Kondensatordruck und $A = \frac{1}{424}$ das mechanische Wärmeäquivalent bedeuten, für 1 kg Dampf

$$L_0 = \frac{c_1^2}{2g} = \frac{\lambda_1 - \lambda_2'}{A}.$$

---

[1]) Vergl. Musil-Ewing, „Grundlagen der Theorie und des Baues von Wärmekraftmaschinen", Leipzig 1902, B. G. Teubner.

Bezeichnet L_i die mit Rücksicht auf Dampfreibung u. s. w. und einen gegebenen Druck im Turbinenraum auf das Laufrad übertragene Dampfarbeit, so ist

$$L_i = \eta_i L_0,$$

worin η_i der Wirkungsgrad der Dampfarbeit heißt.

Bezeichnen ferner L_n die mit Rücksicht auf schädliche Widerstände — Radreibung, Lagerreibung, Zahnradvorgelege — von der Turbine abgegebene (effektive) Arbeit und η den zugehörigen (mechanischen) Wirkungsgrad, so ist

$$L_n = \eta\, L_i = \eta\, \eta_i\, L_0.$$

Die effektive Leistung der Turbine in PS beträgt für eine Dampfmenge G (in kg/sek)

$$N_n = \frac{G\, L_n}{75}.$$

Aus dieser Gleichung berechnet sich der Dampfverbrauch (in kg) für 1 PS_n/std

$$3600 \frac{G}{N_n} = \frac{270\,000}{L_n}.$$

Das Verhältnis

$$\frac{L_n}{L_0} = \eta\, \eta_i = \eta_n$$

wird „der thermodynamische Wirkungsgrad, bezogen auf die effektive Leistung", genannt.

Die Größe $L_0 = \frac{\lambda_1 - \lambda_2'}{A}$ läßt sich mit Hilfe eines Wärmediagrammes bestimmen.

Rateau und Mollier haben empirische Formeln aufgestellt, aus denen man L_0 berechnen kann, und zwar ersterer für gesättigten Dampf

$$K = 0{,}85 + \frac{6{,}95 - 0{,}92 \log p_1}{\log \frac{p_1}{p_2}},$$

letzterer für gesättigten Dampf

$$K = \frac{6{,}87 - 0{,}9 \log p_2}{\log \frac{p_1}{p_2}}$$

und für überhitzten Dampf

$$K' = \frac{K}{1 + 0{,}000\,755 \left[(T' - T) - T \ln \frac{T'}{T}\right] K}.$$

Hierin bedeutet

K bezw. K' den Damgfverbrauch der vollkommenen Turbine für 1 PS/std,
p_1 den Anfangsdruck in kg/qcm,
p_2 den Enddruck in kg/qcm,
T die absolute Sättigungstemperatur,
T' „ „ Überhitzungstemperatur.

Nun kann gesetzt werden

$$1 \text{ PS/std} = 270\,000 \text{ mkg} = 637 \; WE,$$

so daß die Leistung von 1 kg Dampf beträgt

$$L_0 = \frac{270\,000}{K} \text{ mkg},$$

oder die nutzbar umgewandelte Wärmemenge

$$\lambda_1 - \lambda_2' = A\, L_0 = \frac{637}{K} \; WE$$ (vergl. Stodola, „Die Dampfturbinen", 3. Aufl., Berlin 1905, Julius Springer).

Die Schaufelform der Lavalturbine ist, wie bei den Wasserturbinen, mit Rücksicht auf stoßfreien Eintritt des mit der Geschwindigkeit c_1 (Fig. 643 a) und unter einem Winkel α von etwa 17° bis 20° gegen die Radebene ankommenden Dampfstrahles zu wählen.

Bezeichnet nach Fig. 643 a

w_1, w_2 die relative Geschwindigkeit beim Ein- bezw. Austritt in m/sek,
c_2 die absolute Austrittgeschwindigkeit in m/sek,
u die Umfangsgeschwindigkeit des Rades im mittleren Radumfange in m/sek,
$\beta = \gamma$ den Ein- bezw. Austrittwinkel der Schaufel,

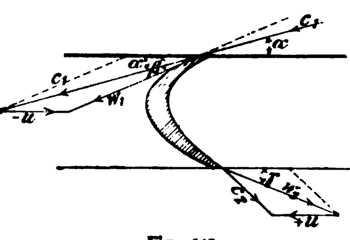


Fig. 643 a.

so ist (ohne Rücksicht auf Reibungswiderstände)

$$w_1 = w_2\,^{1)}.$$

Für stoßfreien Eintritt folgt aus den beiden Geschwindigkeitsdreiecken (Fig. 643 a)

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} \text{ und } \frac{w_1}{c_1} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad \ldots \ldots \quad 115$$

Bezeichnet M die sekundliche Dampfmasse, so ist

$$L_i = M \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 116$$

Es ergibt sich ferner aus Fig. 643 a

$$c_1^2 = u^2 + w_1^2 + 2\,u\,w_1 \cos \beta \text{ und (für } w_1 = w_2 \text{ und } \gamma = \beta)$$
$$c_2^2 = u^2 + w_1^2 - 2\,u\,w_1 \cos \beta.$$

Setzt man diese Werte in Gl. 116 ein, so folgt

$$L_i = 2\,M\,u\,w_1 \cos \beta,$$

und unter Einführung des Wertes w_1 aus Gl. 115, sowie durch Substitution der Dampfmasse durch das Dampfgewicht $G = Mg$

$$L_i = 2\,\frac{G}{g} u\,c_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \cos \beta = G\,\frac{c_1^2}{2\,g}\,4\,\frac{u}{c_1} \sin \alpha \operatorname{cotg} \beta = \eta_i\,L_0,$$

wenn

$$\eta_i = 4\,\frac{u}{c_1} \sin \alpha \operatorname{cotg} \beta$$

den „Wirkungsgrad der Dampfarbeit" bedeutet.

Hierbei ist angenommen, daß die Reibung des Rades und der Düse selbst nicht in Betracht fällt[2]).

---

[1]) Wegen der Reibung ist $w_2 < w_1$ und zwar

$$w_2 = \psi'\,w_1,$$

worin nach Stodola bis auf weiteres $\psi = 0{,}9$ bis $0{,}7$ zu schätzen ist — entsprechend einem Energieverlust in der Schaufel von $(1 = \psi^2)$, d. h. 20 bis 50%.

[2]) Genaue Messungen zur Ermittelung des Leerlaufwiderstandes einer 30pferdigen Lavalturbine des Maschinenlaboratoriums der technischen Hochschule in Dresden sind von E. Lewicki jun. angestellt worden (s. Z. d. V. d. I. 1901, S. 1717).

Über den **Dampfverbrauch** einer größeren Laval-Turbine bei verschiedenen Belastungen, Eintrittspannungen und Dampftemperaturen gibt das nachstehende Diagramm, Fig. 643 b, Aufschluß [1]).

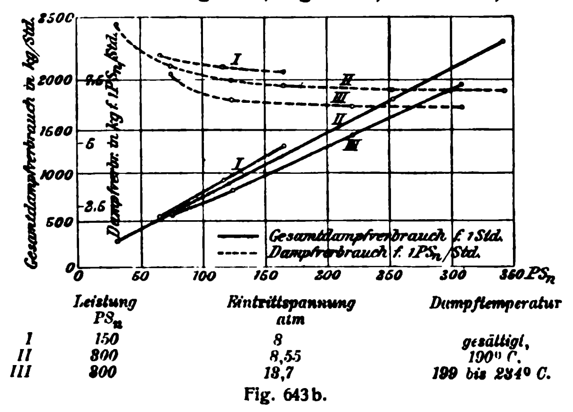


Fig. 643 b.

b) Dampfturbine von Parsons.

1. Allgemeine Einrichtung der Parsonsturbine.

Die von der Aktiengesellschaft **Brown, Boveri & Cie.** in Mannheim gebaute Turbine besteht, wie die schematische Darstellung derselben (Fig. 644) erkennen läßt, aus einer größeren Anzahl hintereinander aufgestellter Ueberdruckturbinen, die auf dem ganzen Umfange

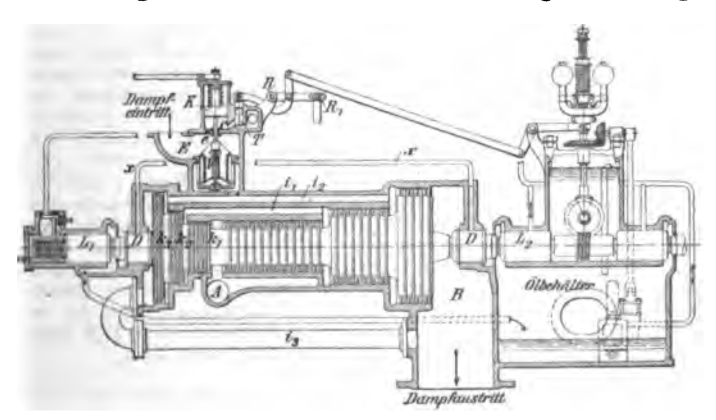


Fig. 644.

[1]) **Gutermuth**, Z. d. V. d. I. 1904, S. 1557.

beaufschlagt werden. Der bei A in die Turbine tretende Dampf expandiert auf seinem Wege bis zum Austritt bei B von Schaufelkranz zu Schaufelkranz, und da sein Volumen mit abnehmender Spannung zunimmt, muß der Durchflußquerschnitt für den Dampf innerhalb der Turbine immer größer werden. Dies wird dadurch erreicht, daß der mit den Laufradschaufeln aus geschmiedeter Spezialbronze besetzte Teil einer Stahlwalze in eine Anzahl von Stufen unterteilt ist — im vorliegenden Falle sind es drei Stufen —, deren Durchmesser am Dampfeintritt A am kleinsten und am Austritt B am größten ist. Die Gesamtexpansion des Dampfes erfolgt damit in gleicher Weise wie in einer Dreifach-Expansionsdampfmaschine der gewöhnlichen Bauart. Um den in Richtung der Dampfströmung auf die Stahlwalze wirkenden achsialen Druck zu vernichten, sind auf dem vorderen Teile derselben die behufs Abdichtung in ringförmigen Nuten des Turbinengehäuses laufenden Kolben k_1, k_2 und k_3 angebracht, deren Durchmesser denjenigen der drei Schaufelabteilungen entsprechen. Durch Kanäle i_1, i_2 und i_3 stehen die Räume zwischen diesen Kolben und hinter dem letzten Kolben mit den entsprechenden Abstufungsstellen der Stahlwalze bezw. mit dem Dampfaustritt in Verbindung, so daß die in den Lagern L_1 und L_2 geführte Turbinenwelle in bezug auf achsialen Druck vollständig entlastet ist.

Ein angeordnetes Kammlager ermöglicht die genaue Einstellung der Entfernung zwischen den Schaufeln der Lauf- und Leiträder; letztere bilden einen den Laufradkörper umschließenden zweiteiligen cylindrischen Mantel. Die mit D bezeichneten Stellen, an denen die Turbinenwelle aus dem Cylinder heraustritt, erhalten behufs Abdichtung eine Labyrinthdichtung; bei Kondensationsturbinen wird ihnen, um den Eintritt von Luft in den Cylinder zu verhüten, mittels der vom Dampfeinlaßapparat abzweigenden Leitungen x noch eine geringe Menge Dampf zugeführt.

Behufs Regelung der Geschwindigkeit der Turbine steht der Raum unterhalb des in einer Büchse geführten kleinen Kolbens K durch einen Kanal e mit dem Dampfvorraum E der Turbine und durch den Kanal c mit einem kleinen Schieberkasten in Verbindung, in welchem ein Kolbenschieber T zwangläufig hin und her bewegt wird. Dies geschieht von der Turbinenwelle aus mittels Schneckengetriebes, Excenters und einer Hebelübertragung $R R_1$, die jedoch in dem Schema nicht vollständig dargestellt ist. Solange der Schieber T den Kanal c schließt, wird der Kolben K durch den bei e in die Führungsbüchse tretenden Dampf angehoben und das Einlaßventil V geöffnet; es schließt sich unter Federwirkung, sobald der Schieber T den Kanal c früher oder später öffnet. Zu dem Zwecke beeinflußt ein mittels Schneckengetriebes von der Turbinenwelle aus angetriebener Kugelregulator die Hebelübertragung $R R_1$ derart, daß die mittlere Schwingungslage des in ständiger Auf- und Abbewegung befindlichen Kolbenschiebers T je nach der Belastung der Turbine tiefer oder höher eingestellt wird.

Das den Lagern unter Druck zugeführte Öl wird durch eine von der Regulatorwelle aus mittels Kegelräder angetriebene Pumpe einem Behälter entnommen, in den es nach erfolgter Schmierung zurückfließt.

2. Der Energieumsatz in der Parsonsturbine.

Bei dieser Turbine folgen die einzelnen Räder unmittelbar aufeinander, so daß die Geschwindigkeit, mit der der Dampf ein Laufrad verläßt, für das folgende Leitrad nutzbar verwendet wird.

Die bei der Ermittelung des Energieumsatzes in der Lavalturbine eingeführten Bezeichnungen für die Geschwindigkeiten und Dampfwärmen (s. d.) sollen beibehalten, da sie jedoch im vorliegenden Falle für jedes Räderpaar erforderlich sind, noch mit bezüglichen Zahlen versehen werden, derart, daß z. B. für das erste Radpaar (Leitrad a und Laufrad a in Fig. 645) die betreffenden Geschwindigkeiten c_{1a}, c_{2a}, w_{1a} und w_{2a}, die Dampfwärmen λ_a und λ'_a heißen u. s. w. Durch die Zusammensetzung der Austrittgeschwindigkeit c_{1a} mit $-u$, der negativen Umfangsgeschwindigkeit, entsteht w_{1a}, d. h. die relative Geschwindigkeit, mit der der Dampfstrahl zunächst in den Spalt, dann in die Laufzelle eintritt; in dieser ergibt die Resultierende aus w_{2a} und $+u$ die absolute Austrittgeschwindigkeit c_{2a} des Dampfstrahles.

Es ist das in Geschwindigkeit umgesetzte sog. Wärmegefälle (nach Analogie des hydraulischen Gefälles bei Wasserturbinen)

im Laufrade a

$$h''_a = A\frac{w_{2a}^2 - w_{1a}^2}{2g} = \lambda_a - \lambda'_a.$$

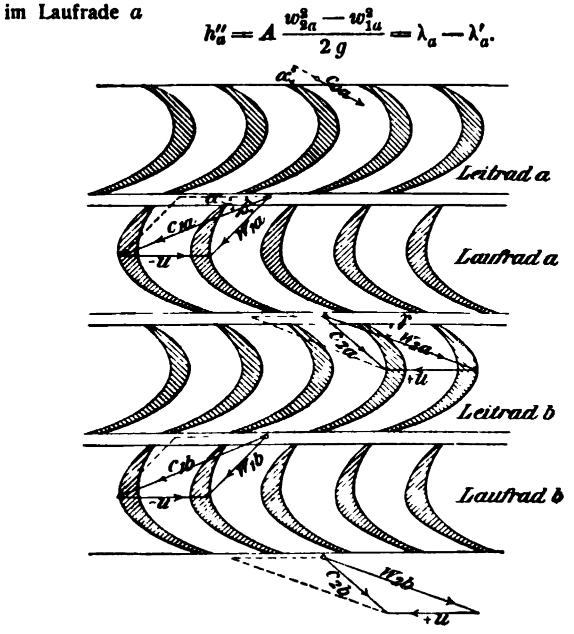


Fig. 645.

Für das Leitrad b ist c_{2a} die Eintrittgeschwindigkeit, so daß sich ergibt

$$h'_b = A\frac{c_{1b}^2 - c_{2a}^2}{2g} = \lambda'_a - \lambda_b$$

und für das Laufrad b wieder

$$h''_b = A\,\frac{w_{2b}^2 - w_{1b}^2}{2g} = \lambda_b - \lambda'_b.$$

Das in der Turbine b ausgenutzte Einzelgefälle beträgt hiernach

$$h_b = h'_b + h''_b = A\left[\frac{c_{1b}^2 - c_{2a}^2}{2g} + \frac{w_{2b}^2 - w_{1b}^2}{2g}\right].$$

Da beide Räder gleiches Schaufelprofil haben, so ist

$$w_{2b} = c_{1b} \text{ und } w_{1b} = c_{2a},$$

demnach

$$h_b = 2A\,\frac{c_{1b}^2 - w_{1b}^2}{2g}.$$

Für jede andere Turbine ergeben sich ähnliche Gleichungen; man erhält somit das von einer ganzen Gruppe von s Einzelturbinen aufgezehrte Wärmegefälle, wenn

$$h_a = h_b = h_c \ldots h_s \text{ allgemein } = h$$

gesetzt wird, zu $s\,h$ und unter Berücksichtigung der beim Eintritt in das erste Leitrad noch aufzubringenden Geschwindigkeitshöhe $h_0 = A\frac{c_{0a}^2}{2g}$ (in WE) das „wirksame Gefälle" der Parsonsturbine zu

$$H_w = h_0 + s\,h$$

oder die Anzahl der erforderlichen Einzelturbinen zu

$$s = \frac{H_w - h_0}{h}.$$

Die vorstehende Gleichung für die Gesamtzahl s der Stufen gilt jedoch nur dann, wenn für die ganze Gruppe von Einzelrädern gleiche Geschwindigkeiten vorgeschrieben werden können.

Im allgemeinen läßt man aber die Geschwindigkeit stetig zunehmen, und es ergibt sich dann die Zahl der Stufen zu

$$s = \frac{H_w - h_0}{h_m} = \sim \frac{H_w}{h_m},$$

worin h_m das mittlere Wärmegefälle bezeichnet, welches dem Mittelwerte aus den Gesamtgefällen der einzelnen Rädergruppen entspricht.

Wenn der Kondensatordruck $p_2 = 0{,}1$ kg/qcm oder darunter gewählt worden ist, läßt sich die der adiabatischen reibungsfreien Expansion des Dampfes von der Anfangsspannung p_1 auf p_2 entsprechende Dampfwärme berechnen.

Es bildet

$$H_0 = \lambda_1 - \lambda_2' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 117$$

das „theoretische Wärmegefälle". Von diesem geht der Anteil ζH_0 mit $\zeta = 0{,}2$ bis 0,3 (bei Vollbelastung der Turbine) verloren, so daß als wirksames Gefälle, welches zur Erzeugung der Geschwindigkeiten dient, übrig bleibt

$$H_w = (1 - \zeta) H_0.$$

Um die von der wirklich arbeitenden Dampfmenge gelieferte Leistung zu erhalten, ist von dem wirksamen Gefälle der Verlust des mit der Geschwindigkeit c_2 abfließenden Dampfes, nämlich $\frac{c_2^2}{2g}$ (bei kleinen Turbinen etwa 10%, bei größeren etwa 5%) in Abzug zu bringen. Die schwerer zu schätzenden sonstigen Widerstände, einschließlich der Leerlaufarbeit, können mit 10% bis 7% in Rechnung gestellt werden. Hierzu kommt noch der Undichtigkeitsverlust, der, je nach der Ausführung der Turbine, etwa 10% bis 5% betragen mag, so daß der Gesamtverlust sich zu 55% bis 35% für kleine bezw. große Turbinen ergibt (vergl. Stodola, „Die Dampfturbinen").

Die Umfangsgeschwindigkeit u, bezogen auf den mittleren Durchmesser D der Räder, ist mit Rücksicht auf Dampfausnutzung möglichst groß zu wählen.

Nach Stodola kann mit einer Geschwindigkeit $u = 35$ bis 40 m/sek angefangen und diese bei den letzten Rädern so groß gewählt werden, wie es die Festigkeit derselben bezw. die Schaufelbefestigung zuläßt. Von dem kleinen Anfangswert steigt u dann in Stufen auf den Endwert hinauf.

Die ebenfalls allmählich ansteigende absolute Eintrittgeschwindigkeit des Dampfes in das erste Laufrad kann etwa $c_1 = 2u$, der Schaufelwinkel $\alpha = \gamma = 20^0$ bis 25^0 betragen. Gegen das Ende zu läßt man c_1 rascher ansteigen; der Endbetrag wird mit Rücksicht auf den Auslaßverlust und die häufig unausführbare große Schaufellänge des letzten Rades gewählt.

Mit den vorstehenden Angaben lassen sich die Geschwindigkeitsdreiecke der Turbinenschaufeln aufzeichnen.

Bedeutet G wieder das Dampfgewicht in kg/sek, so ist das durch die $x$te Turbine strömende Dampfvolumen $G v_x$ cbm, wenn v_x das spezifische Volumen des Dampfes an der betreffenden Stelle bedeutet.

Der Wert für v_x folgt aus der bekannten Zustandsgleichung $p_x v_x^n = p v^n$, worin der Druck p_x aus dem bis zum $x$ten Rade aufgezehrten Wärmegefälle

$$H_x = h_0 + h_a + h_b + \ldots . h_{x-1} = \lambda_1 - \lambda_x$$

zu ermitteln ist [1].

---

[1] Berechnet man die zusammengehörigen Werte von Druck, Volumen und Dampfwärme für eine Anzahl zwischen p_1 (Anfangsdruck) und p_2 (Kondensatordruck) gelegener Dampfdrücke nach der Gleichung $p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$ und trägt diese Werte als Ordinaten eines Diagrammes mit beliebiger Basis auf, so bilden die Verbindungslinien ihrer Endpunkte Kurven, aus denen z. B. das einer verfügbaren Dampfwärme H_x entsprechende Volumen v_x ohne weiteres zu entnehmen ist.

Es ergeben sich dann die Querschnitte

Austritt aus dem $x$ten Leitrade / „ „ „ „ Laufrade $\Big\}\; f_1 = \dfrac{G\,v_x}{c_{1(x)}}$,

Eintritt in das $x$te Leitrad / „ „ „ „ Laufrad $\Big\}\; f' = \dfrac{G\,v_x}{w_{1(x)}}$,

und es folgt für die Schaufellänge a_x (radiale Abmessung der Schaufel) bei Vernachlässigung der Schaufeldicken

$$a_x = \frac{f_1}{\pi D \sin \alpha}.$$

Wegen der Verengung durch die Schaufeldicken und die vorbeilaufenden Schaufeln des Laufrades ist dieser Wert auf etwa das 1,5fache zu erhöhen.

Die achsiale Schaufelbreite wird der Länge angepaßt und dürfte in den Grenzen von 8 bis 25 mm liegen.

Die Schaufelteilung wird so eng genommen, daß eine sichere Führung des Dampfstrahles erreicht wird, — etwa 5 bis 12 mm von der schmalen zur breiten Schaufel fortschreitend. Statt der veränderlichen Schaufellänge wird man längere oder kürzere Abstufungen wählen und unter Umständen an der Wahl von c_1 Änderungen vornehmen, um für größere Abschnitte der Turbinenlänge konstante Querschnitte zu erhalten.

Ist $c_{2(x)}$ die Austrittgeschwindigkeit des letzten Rades und $Q_x = \zeta\,(\lambda_1 - \lambda_2')$ der Energieverlust in der Turbine, so betragen die gesamten Verluste (in WE) für 1 kg Dampf

$$L_x = A\,Q_x + \frac{c_{2(x)}^2}{2g}.$$

Die verfügbare Energie ist nach Gl. 117

$$L_0 = \lambda_1 - \lambda_2'$$

und

$$L = L_0 - L_x$$

die indizierte Dampfarbeit in WE für 1 kg Dampf.

Bezeichnet ferner L_r die sonstige Reibungsarbeit (Dampf- und Lagerreibung u. s. w.) in WE/sek, so ist die effektive Gesamtarbeit in WE/sek

$$G\,L_n = G\,L - L_r$$

und der thermodynamische Wirkungsgrad, bezogen auf die effektive Leistung,

$$\eta_n = \frac{L_n}{L_0} = \frac{L_0 - L_x - \dfrac{L_r}{G}}{L_0}.$$

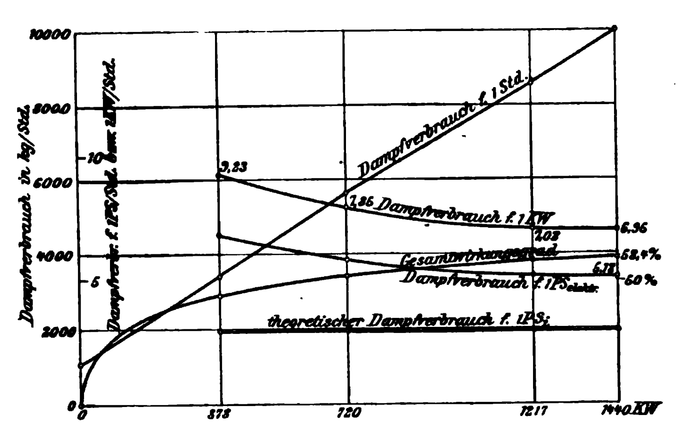
Die effektive Leistung in PS beträgt

$$N_n = \frac{G\,L_n}{A\,75}$$

und der Dampfverbrauch für 1 PS_n/std

$$3600 \frac{G}{N_n} = \frac{637}{L_n}.$$

Über den Dampfverbrauch der 1200 bis 1400 KW-Parsons-Turbine in Rheinfelden gibt das nachstehende Diagramm, Fig. 646, Aufschluß[1]).



9,5 atm Eintrittsspannung; Dampftemperatur 260° bis 270° C.
Fig. 646[2]).

c) Dampfturbine von Riedler-Stumpf.

Bei dieser, gleichwie die Lavalturbine, nach dem Prinzip der reinen Druckwirkung mit voller oder teilweiser Beaufschlagung arbeitenden Turbine wird die der adiabatischen Gesamtexpansionsarbeit des Dampfes entsprechende kinetische Energie, die beim Ausfluß aus Düsen erreicht wird, durch einmalige Beaufschlagung in einem Laufrade ausgenutzt. Als Mittel zur Herabminderung der Umfangsgeschwindigkeit des letzteren kommen bei einstufiger Druckwirkung eine entsprechende Vergrößerung des Raddurchmessers bezw. gleichzeitige Geschwindigkeitsabstufung des Dampfstrahles oder aber mehrstufige Druckwirkung bei gleichzeitiger Geschwindigkeitsabstufung in Anwendung. Die Beaufschlagung erfolgt an der Stirnseite des Rades durch rechteckig auslaufende Düsen, die — wenn erforderlich — einen zusammenhängenden Dampfstrahl auf das Rad richten. Bei solchen vollbeaufschlagten Tur-

[1]) Vergl. auch die von Lindley, Schröter und Weber angestellten Untersuchungen an den Parsonsturbinen zu Elberfeld in der Z. d. V. d. I. 1900, S. 829.
[2]) Z. d. V. d. I. 1904, S. 1557.

binen wird, wie Fig. 647 zeigt, der ganze Umfang des aus Nickelstahl hergestellten Laufrades mit Düsen besetzt. deren Zuflußkanäle von einer Zentralstelle aus nacheinander abgeschützt werden. Die

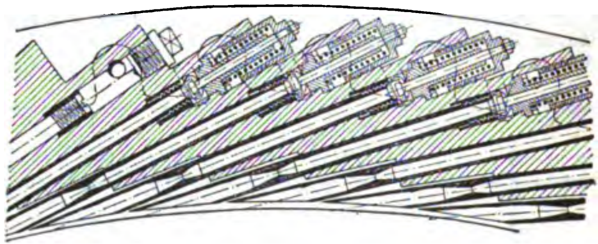


Fig. 647[1]).

Regelung der Turbine erfolgt somit nicht wie bei der Laval- und Parsons-Turbine durch Drosselung, womit Spannungsänderungen des

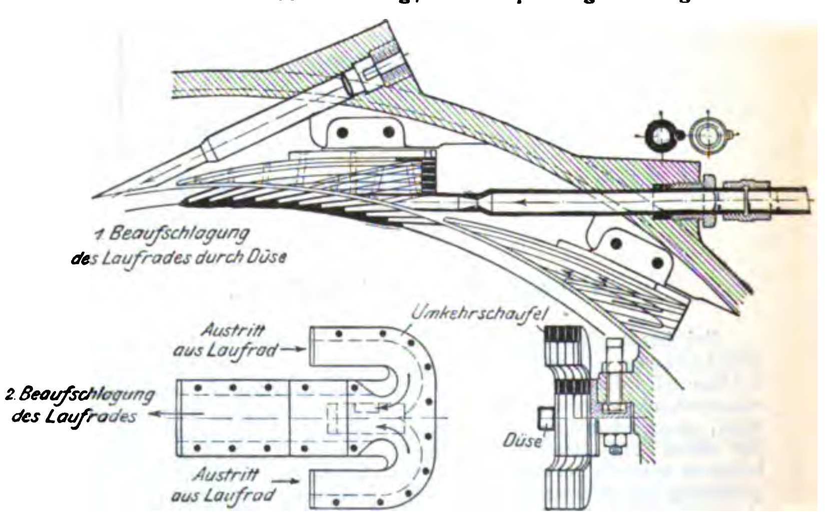


Fig. 648[2]).

Dampfes verbunden sind, sondern durch Öffnen bezw. Schließen der Düsen nacheinander ohne Veränderung der Anfangsspannung des Dampfes mittels eines mechanischen Stellzeuges oder durch hydraulischen Druck.

[1]) Z. d. V. d. I. 1904, S. 1554.
[2]) Z. d. V. d. I. 1904, S. 1556

Selbstverständlich kann in Fällen, wo die Billigkeit der Anlage allein entscheidet und die Dampfökonomie bei veränderlicher Belastung unwesentlich ist, auch Drosselregulierung angewendet werden. Zufolge der stirnseitigen Beaufschlagung des Laufrades werden achsiale Schubkräfte vermieden. Die eigenartig geformten Schaufeln sind in den Umfang des Laufrades eingefräst; sie bilden entweder einfache Taschen mit einseitiger Strahlablenkung oder nach Art der Pelton-Schaufeln (siehe Wasserturbinen) ausgeführte Doppeltaschen, bei denen der Dampfstrahl durch den schwachen Mittelsteg in zwei Hälften gespalten wird und die symmetrisch liegenden Schaufelhöhlungen durchströmt. Bei

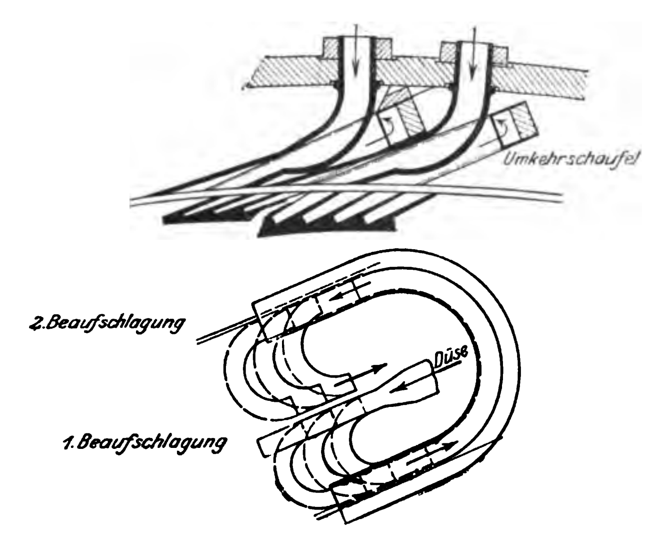


Fig. 649[1]).

hinlänglich großer Umfangsgeschwindigkeit verläßt der Dampf das Rad in radialer Richtung. Für größere Leistungen wird behufs weiterer Verminderung der Umlaufzahl des Laufrades Geschwindigkeitsabstufung angewendet. Diese erfolgt durch Umkehrschaufeln, welche den Dampf entweder wieder in denselben einfachen bezw. Doppelschaufelkranz oder in einen Nachbarkranz führen. Fig. 648 zeigt die Anordnung der schraubenförmig geformten Umkehrschaufeln für einen Doppelschaufelkranz. Steht ein zweiter Schaufelkranz zur Verfügung, so findet eine Schleifenumkehrung, Fig. 649, Anwendung, welche den Dampfstrahl in gleichbleibendem Drehungssinn wendet; die Schraubenform des Umkehrapparates wird hierbei entbehrlich. Auch eine Ein-

---

[1]) Z. d. V. d. I. 1904, S. 1556.

teilung nach Druckstufen läßt sich vornehmen, sofern die der Zahl dieser Stufen entsprechende Anzahl von Laufrädern in getrennten Kammern untergebracht wird und jedes Rad einen besonderen Düsenring erhält; es wird dann für jedes Rad nur ein Teil der Dampfspannung in Geschwindigkeit umgesetzt. Endlich ist auch eine Verbindung der Druckstufen mit Geschwindigkeitsstufen denkbar, bei der die im Düsensystem einer Druckstufe gebildete Geschwindigkeit von einem Rade oder mehreren Laufrädern stufenweis entzogen wird.

Der Dampfverbrauch einer einstufigen, von der **Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft in Berlin** für das Elektrizitätswerk in Moabit gebauten Riedler-Stumpf-Turbine von 2000 PS_n wurde bei einer Bremsleistung von 1917 PS_n, 3800 Uml/min, 12 atm Dampfspannung, 300° C Dampftemperatur und 0,0855 atm Kondensatorspannung zu 7,9 kg für 1 KW/Std festgestellt.

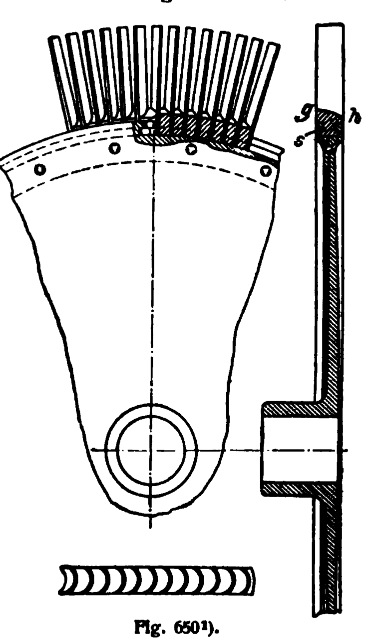


Fig. 650[1]).

Als mehrstufige Druckturbine, z. B. mit vier Druckstufen zu je zwei Geschwindigkeitsstufen, wird die Riedler-Stumpf-Turbine nicht nur in liegender, sondern auch in stehender Bauart ausgeführt (vergl. Z. d. V. d. I. 1904, S. 1534 u. ff.).

d) Dampfturbine von Zoelly.

Die Zoelly-Turbine gehört in ihrer normalen Ausführung zu den vielstufigen Druckturbinen; ihr Hauptunterschied gegenüber anderen Turbinen der gleichen Gattung liegt in der Ausbildung der Laufräder, welche den Zweck verfolgt, bei mäßiger Beanspruchung des Materials hohe Umfangsgeschwindigkeiten zu erreichen und hierdurch die Anzahl der Stufen einzuschränken. Wie aus Fig. 650 ersichtlich, ist am Kranz der aus Siemens-Martinstahl bestehenden, auf die Welle aufgekeilten Laufradscheibe ein Ring s befestigt, der mit ihr einen ⊥-förmigen Kanal bildet, welcher die radial angeordneten, aus fein poliertem Nickelstahl angefertigten und gefrästen Schaufeln, ebenso die aus dem gleichen Material gefertigten, zur besseren Führung des Dampfstrahles außen nach der Kurve gh begrenzten Einsatzstücke aufnimmt. Da die Querschnitte der Schaufeln von innen nach außen abnehmen, ergeben sich

[1]) Z. d. V. d. I. 1904, S. 695.

selbst bei sehr großer Umfangsgeschwindigkeit der Räder noch verhältnismäßig geringe Zugbeanspruchungen der Schaufeln an ihrer Wurzel, bezw. können sie bei gleicher Beanspruchung viel länger gemacht werden als solche von gleichbleibender Dicke. Das Biegungsmoment in der Schaufel, das der Druck des strömenden Dampfstrahles erzeugt, hat seinen größten Wert an der Stelle gh, also in einer Fläche, die infolge der gewölbten Schaufelform ein sehr großes Widerstandsmoment besitzt. An ihrer Wurzel werden die Schaufeln ausschließlich auf Zug beansprucht. Zwischen je zwei Laufräder sind dampfdicht in das Turbinengehäuse eingepaßte Scheidewände aus Stahlguß (Fig. 651) angeordnet, in deren eingeschnittene schräge Schlitze l die Leitschaufeln m mit seitlich vorstehenden Lappen n gruppenweise eingesetzt werden. Zwischen den einzelnen Gruppen bleiben Stege p, die sich mit Nut und Feder auf einen herumgelegten schmiedeisernen

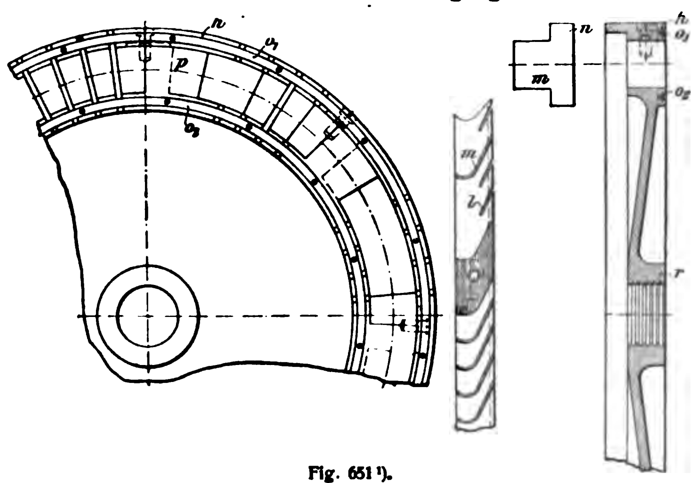


Fig. 651[1]).

Kranz h stützen. Durch zwei in Nuten der Stahlgußscheibe liegende, mittels Schrauben befestigte Ringe o_1, o_2 werden die Schaufeln sicher festgehalten, so daß sie weder herausfallen noch sich lockern können. An der Stelle, wo die Nabe des Laufrades die Leitscheibe durchdringt, ist letztere mit einer die erstere mit geringem Spiel umschließenden Nabe r versehen; zwischen beiden Teilen ist durch Eindrehungen eine Labyrinthdichtung hergestellt. Die oberen Hälften der gleichwie die Turbinengehäuse in der Mittelebene geteilten Leitradscheiben sind mit den oberen Gehäusehälften verschraubt, so daß mit diesen gleichzeitig auch die Leitradhälften abgehoben werden.

Fig. 652 zeigt eine in Verbundbauart ausgeführte Dampfturbine von Zoelly. Die aus Gußeisen oder Stahlguß hergestellten, zum Schutze gegen Wärmestrahlung mit Isoliermasse und Blechmantel umhüllten Gehäuse für Hoch- und Niederdruck sind unabhängig voneinander auf

[1]) Z. d. V. d. I. 1904, S. 695.

einem Rahmen befestigt. Die Turbinenwelle wird von drei auf demselben Rahmen, aber unabhängig von den Gehäusen angeordneten Lagern getragen. Die Regulierung der Turbine erfolgt durch Dampfdrosselung mittels des vom Regulator beherrschten Einlaßventils; ein weiteres, unter dem Einfluß des Regulators stehendes Ventil gestattet um auch eine größere als die volle Leistung zu ermöglichen, das Eintreten von Frischdampf unmittelbar in die zweite oder dritte Stufe. Außer dem Regulator ist noch ein Sicherheitsregler vorgesehen, der in Fällen, wo der erstere versagen sollte, bei Überschreitung einer gewissen Umlaufzahl die Turbine abstellt.

Versuche, die an einer normal 500 PS leistenden Turbine der Fig. 652 ersichtlichen Bauart mit zehn Laufrädern in den Werkstätten der Maschinenfabriken von Escher, Wyß & Co. in Zürich von Professor Stodola im Verein mit dem Direktor des städtischen Elektrizitätswerkes in Zürich im Februar 1904 angestellt wurden, ergaben

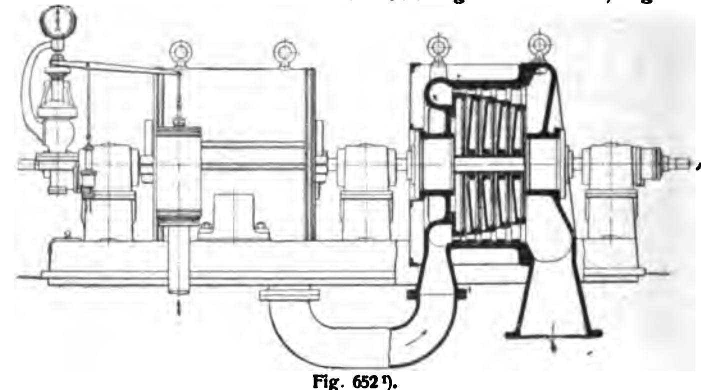


Fig. 652[1].

bei 38,9° C Überhitzung des Arbeitsdampfes von 9,72 atm Spannung (absolut) vor dem ersten Leitrade, 2972 Uml/min und 0,040 atm Kondensatordruck einen Dampfverbrauch von 8,633 kg für 1 Nutz-KW/Std (vergl. Z. d. V. d. I. 1904, S. 693 u. ff.).

e) Dampfturbine von Curtis.

Die u. a. von der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft Berlin in zumeist stehender Anordnung gebaute Turbine ist eine mehrstufige Druckturbine; sie unterscheidet sich von der mehrstufigen Riedler-Stumpf-Turbine nur durch die Art der Beaufschlagung, die nicht wie bei dieser in radialer, sondern in achsialer Richtung erfolgt, sowie in der konstruktiven Durchführung des Düsen- und Schaufelapparates und der Reguliervorrichtung.

Fig. 653 stellt das Schema der Schaufelanordnung für eine zweistufige Curtis-Turbine dar. Der aus einem Dampfverteilungskasten *a* durch Ventile *b* und erweiterte Kanäle (Düsen) *c* strömende Dampf ge-

[1]) Z. d. V. d. I. 1904, S. 695.

langt zunächst in die Schaufeln des ersten Laufrades *d*, aus diesem mit verminderter Geschwindigkeit durch die Schaufeln einer unterhalb folgenden Leitvorrichtung *e* in diejenigen des nächsten Laufrades *f*, schließlich durch eine zweite Leitvorrichtung *g* in die Schaufeln eines dritten Laufrades *h*. Nach dem Durchgang durch die Räder der ersten Expansionsstufe tritt der Dampf durch ein Überströmrohr in die Düsen *i* der zweiten Expansionsstufe, in denen er abermals expandiert, um seine lebendige Kraft an die Laufräder *k*, *m*, *o* abzugeben und die Leiträder *l*, *n* zu durchstreichen. Hieran schließt sich der Übertritt des Dampfes in den Kondensator. Die Laufräder bilden volle Stahlscheiben mit Nabe und Kranz; aus dem letzteren werden die Schaufeln durch Spezialmaschinen herausgeschnitten. Größere

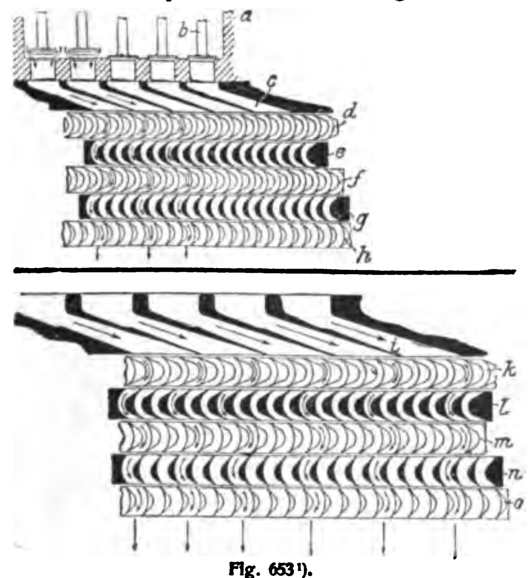


Fig. 653[1]).

Turbinen erhalten ringförmige, mit der Stahlscheibe verschraubte Schaufelkränze. Die Leiträder sind in Ringabschnitten am Gehäuse verschraubt. Die Abmessungen der Einströmdüsen sind so berechnet, daß in jeder Stufe die Spannung des Dampfes im Augenblicke seines Auftreffens auf die Laufradschaufeln nur wenig über der Spannung des Austrittes aus der betreffenden Expansionsstufe liegt. Die Strömung in den Schaufeln erfolgt dann unter konstantem Druck, und es wird nur die dem Dampfstrahl bei der Expansion in den Düsen erteilte lebendige Kraft auf die ersteren übertragen. Da die Geschwindigkeit des Dampfes hierbei stark abnimmt, muß der Schaufelquerschnitt im umgekehrten Verhältnis zunehmen, was durch allmähliche Verbreiterung der Schaufeln erreichbar ist. Die Einströmdüsen für die

[1]) Z. d. V. d. I. 1903, S. 1120.

erste Stufe bedecken nur etwa $^1/_6$ des Umfanges der Turbinenräder; sie sind bei kleineren Ausführungen — bis 700 PS_n — in einer Gruppe vereinigt, so daß der Dampf den Rädern in einem breiten Streifen zufließt, während sie bei größeren Turbinen — bis 7000 PS_n — in zwei

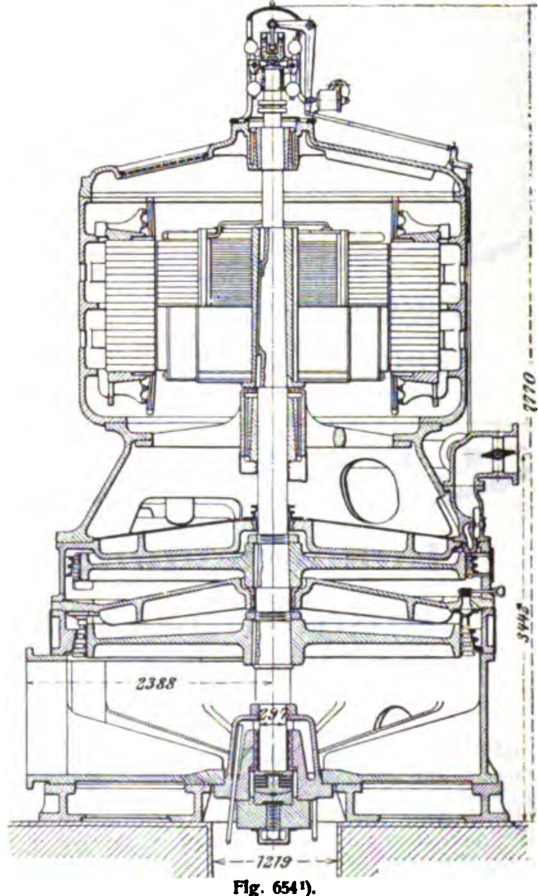


Fig. 654[1]).

bis drei Gruppen gleichmäßig über den Umfang verteilt sind. Bei den zweiten Stufen sind an Stelle von Einströmdüsen zuweilen ganze Leiträder angeordnet. Die die Einlaßöffnungen der Hochdruckdüsen überdeckenden, bei den größeren Turbinen auch wagerecht beweglich an-

[1]) Z. d. V. d. I. 1904, S. 1484.

geordneten Ventile werden durch den Druck des Dampfes auf einen an der Ventilstange befestigten Kolben verstellt, wobei der Ein- und Austritt des Dampfes in den zugehörigen Cylinder durch ein magnetisch verstellbares Nadelventil gesteuert wird. Die Einströmdüsen für die zweite Expansionsstufe sind an der die beiden Expansionsstufen voneinander trennenden Scheidewand befestigt; ihre Öffnungen können zur Herstellung des richtigen Spannungsverhältnisses zwischen beiden Stufen oder aber zur Ausschaltung der zweiten Stufe, falls die Turbine ohne Kondensation laufen soll, durch einen gemeinsamen Ringschieber mehr oder weniger abgedeckt bezw. vollständig abgeschlossen werden. Die Regelung erfolgt neben der Beeinflussung der Düsen durch Ventile noch durch eine zusätzliche Drosselung, welche ein Sicherheitsregler bewirkt. Fig. 654 zeigt eine von der General Electric Co. in Schenectady gebaute 5000 KW-Curtis-Turbine mit nur 500 Uml/min, sowie einige Hauptmaße derselben, aus denen man auf den geringen Raumbedarf dieses Motors schließen kann. Das eigentliche Turbinengehäuse trägt oberhalb das Gehäuse für den durch die stehende Welle mit den Laufrädern direkt gekuppelten Generator. Über demselben, am Ende der Welle, sitzt der Regulator. Als Belastung der Turbinenachse kommt zufolge der Einwirkung des Dampfes auf die Laufräder nur das Gewicht der auf ihr befestigten Räder und der Dynamo in Betracht.

Eine Curtis-Turbine derselben Firma von 600 KW Normalleistung brauchte bei 550 KW Belastung, 9,8 atm Dampfspannung und 72,4 cm Luftleere im Kondensator 8,62 kg Dampf für 1 KW/Std. Für die 5000 KW-Turbinen wird bei 10,9 atm Dampfspannung und 71,0 cm Luftleere ein Dampfverbrauch von 7,12 kg für 1 KW/Std garantiert. Zwölf Turbinen von 5000 KW Einzelleistung sind u. a. von der vorgenannten Firma für die Zentralstation der Edison-Electric Illuminating Co. in Boston, Mass., geliefert worden (vergl. Z. d. V. d. I. 1903, S. 1120 u. ff.).

f) Dampfturbine von Rateau.

Die u. a. von der Schweizer Maschinenfabrik Örlikon gebaute Turbine ist eine reine Druckturbine; sie hat eine Anzahl aus dünnen Blechplatten hergestellte, schwach konisch gepreßte Räder, die auf gemeinsamer Achse aufgekeilt und durch Scheidewände voneinander getrennt sind. Die aus Bronzeblech hergestellten Leitschaufeln sind in die Scheidewände eingesetzt, die Leitschaufeln aus Stahlblech gestanzt, gebogen und auf den umgebördelten Rand der Radscheibe aufgenietet. Da auf beiden Seiten jedes Laufrades gleicher Druck herrscht, so ist der achsiale Schub des Arbeitsdampfes auf die Turbinenwelle auch hier nur gering.

Fig. 655 zeigt eine von der Maschinenfabrik Örlikon für die technische Hochschule in Danzig gelieferte Rateau-Turbine, die mit 3000 Uml/min 150 KW leistet; sie ist in drei Stufen geteilt, und es enthält die Hochdruckstufe drei, die Mitteldruckstufe vier und die unterteilte Niederdruckstufe 2×3 Laufräder. Die Hochdruck- und Mitteldruck-Leiträder sind für zunehmende Beaufschlagung ausgeführt, während die Niederdruck-Laufräder voll beaufschlagt werden, hier also die Schaufellänge wachsen muß.

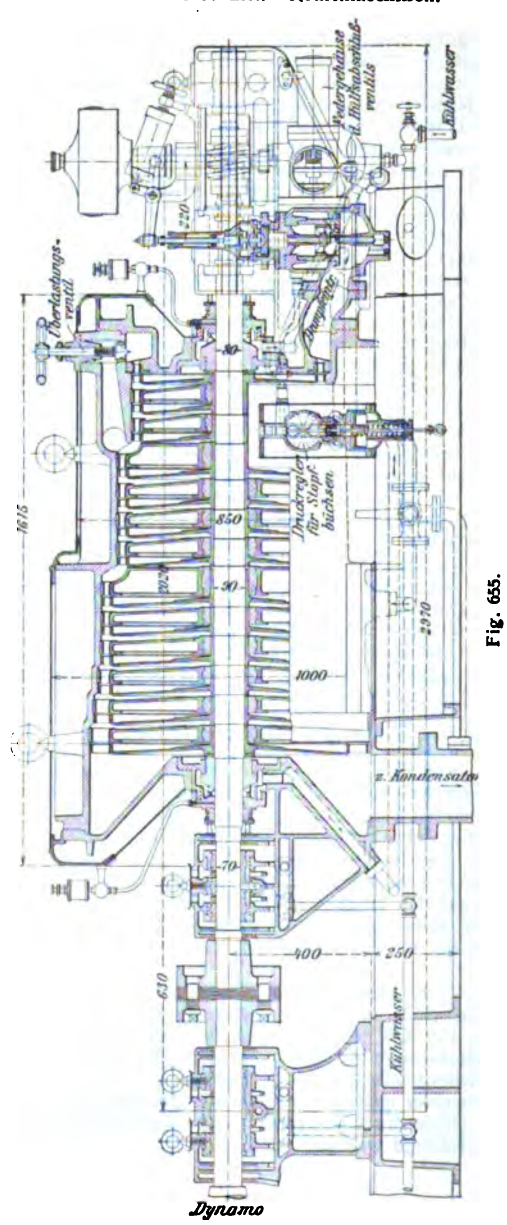

Überlastungs-
ventil
Druckregler
für Stopf-
büchsen
Kühlwasser
Kühlwasser
1615
850
1000
400
250
630
2370
Dynamo

Fig. 655.

Die Turbine hat zwei mittels Wasser gekühlte Lager mit doppelter Ringschmierung. Die Abdichtung der Welle an den Austrittstellen aus dem Gehäuse erfolgt je durch die kammartig ausgedrehte Stirnfläche einer auf der Welle sitzenden Büchse, die in entsprechende Ausdrehungen der Laufradfläche greift. Der durch einen Deckel abgeschlossene Raum jeder Büchse ist ständig mit Dampf gefüllt, derart, daß durch einen selbsttätigen Druckregler der durch die Büchse der Hochdruckseite tretende Sperrdampf hinter die Büchse der Niederdruckseite übergeleitet wird. Nach außen werden die Dampfkammern durch eine Stopfbüchse mit Metallpackung abgedichtet.

Die Regulierung der Turbine erfolgt durch Drosselung mittels Kolbenschiebers, der von einen Federregulator entsprechend eingestellt wird. Bei Überschreitung der normalen Umlaufzahl um 10 % wird der Dampf durch einen Hilfssicherheitsregulator abgesperrt.

Die mit einer Gleichstromdynamo unmittelbar gekuppelte Turbine soll nach den Lieferungsbedingungen für gesättigten, trockenen Dampf von 11 kg/qcm und 0,1 kg/qcm Kondensatorspannung unter Abrechnung der Kondensationsarbeit bei voller Belastung 11,3 kg Dampf für 1 KW/Std gebrauchen [1]).

II. Dampfkessel.

A. Allgemeine Angaben.

(S. auch unter „Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen" auf S. 789 u. ff.)

a) Die Verbrennung.

Die brennbaren, wärmeerzeugenden Hauptbestandteile der Brennstoffe sind der Kohlenstoff und der Wasserstoff.

Bei vollkommener Verbrennung eines Brennstoffes verbindet sich der freie Wasserstoff (H) mit dem Kohlenstoff (C) zu leichtem oder zu schwerem Kohlenwasserstoff (CH_4 bezw. C_2H_4), die beide mit dem Sauerstoff (O) der Luft zu Kohlensäure (CO_2) und zu Wasserdampf (H_2O) verbrennen. Das Wasser des Brennstoffes wird zersetzt, H verbindet sich mit C zu einem Kohlenwasserstoff, O mit C zu Kohlenoxyd (CO); beide Gase verbrennen mit dem O der Luft zu CO_2 und H_2O.

Man versteht unter (theoretischem oder absolutem) Heizwert h eines Brennstoffes diejenige Wärmemenge (in WE), die bei vollkommener Verbrennung von 1 kg des Brennstoffes entwickelt wird.

Die Ermittelung des Heizwertes geschieht mittels des Kalorimeters.

Angenäherte Werte für h (in WE/kg) erhält man auf Grund der chemischen Analyse, wenn 1 kg des Brennstoffes C kg Kohlenstoff, H kg Wasserstoff, S kg Schwefel, O kg Sauerstoff und W kg hygroskopisches Wasser enthält, und angenommen wird, daß das Wasser der Verbrennungsgase als Dampf entweicht, mittels der Formel

$$h = 8100\,C + 29\,000\left(H - \frac{O}{8}\right) + 2500\,S - 600\,W.$$

[1]) Vergl. „Zeitschr. für das gesamte Turbinenwesen" vom 15. Mai 1905, Heft 10.

Die nutzbare Wärmemenge, die man bei der Verbrennung auf dem Roste gewinnt, ist kleiner als die theoretische Wärmemenge h. Bezeichnet η den Wirkungsgrad der Kesselanlage, so werden nur $\eta\, h\, WE$ zur Dampfbildung verwandt.

Der Wirkungsgrad η setzt sich zusammen aus dem Wirkungsgrade η_1 der Feuerung und dem Wirkungsgrade η_2 der Heizfläche, und zwar ist

$$\eta = \eta_1\, \eta_2.$$

Im allgemeinen kann $\eta_1 = 0,8$ bis $0,9$ und (für feststehende Kessel) $\eta_2 = 0,61$ bis $0,87$ gesetzt werden.

Die zur Verbrennung von 1 kg Brennstoff erforderliche Luftmenge mit 23% O und 77% N (Stickstoff) ist

$$L = \frac{{}^8/_3\, C + 8\, H + S - O}{0,23}\ \text{kg}$$

oder, da 1 cbm Luft von 0° und 760 mm Q.-S. 1,29 kg wiegt (S. 597)

$$L_1 = \frac{{}^8/_3\, C + 8\, H + S - O}{0,30}\ \text{cbm.}$$

In Wirklichkeit ist die zur Erzielung einer vollkommenen Verbrennung erforderliche Luftmenge bedeutend größer. Die Luft ist daher stets im Überschuß zuzuführen.

Es beträgt nach Weinlig die zuzuführende Luftmenge

für deutsche Braunkohlen etwa $m = 1,3$ bis $1,5$,
" " Steinkohlen " $m = 1,7$ bis $1,9$

der theoretischen[1].

Die aus 1 kg Brennstoff entstandene Verbrennungs-Gasmenge in cbm bei 0° C und 760 mm Quecksilbersäule ist

$$G = \frac{1,86\, C}{c} + \frac{9\, H + W}{0,804};$$

hierin bedeutet noch c den in 1 kg Brennstoff enthaltenen Kohlensäuregehalt in Raum-Proz.

Die Verbrennungstemperatur t_1 des Brennstoffes auf dem Roste ist die von ihm bei der Verbrennung erzeugte Temperatur in Graden C; sie ergibt sich bei t_a° Temperatur der Luft im Kesselhause angenähert zu

$$t_1 = t_a + \eta_1 \frac{(1 - \sigma)\, h}{(1 + m\, L)\, c_p},$$

worin noch

$c_p \sim 0,24$ die spezifische Wärme der Heizgase bei unveränderlichem Drucke,

σ den Ausstrahlungskoeffizienten, d. i. das Verhältnis der ausgestrahlten Wärme zu der auf dem Roste nutzbar gemachten Wärme,

bezeichnet.

---

[1] Siehe auch unter „Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen".

Im allgemeinen kann $\eta_1 = 0{,}8$ bis 0,9 (s. vorstehend), der Ausstrahlungskoeffizient nach Péclet

für Innenfeuerung $\sigma = 0{,}25$ bis 0,3,
„ Unterfeuerung $\sigma = 0{,}20$ „ 0,25

gesetzt werden.

Genauer läßt sich die Verbrennungstemperatur des Brennstoffes durch direkte Messungen bestimmen.

Die Dampfmenge x (in kg), welche mit 1 kg Brennstoff entwickelt werden kann — die sogenannte Verdampfungsziffer —, hängt von dem Heizwerte h des Brennstoffes, dem Wirkungsgrade η der Kesselanlage, der Speisewasser-Temperatur $t_0{}^0$ und der Temperatur t^0 des Wassers im Kessel — entsprechend der Dampfspannung in atm (abs.) — ab.

Bezeichnet

λ_0 die Wärmemenge (in WE), die zur Erzeugung von 1 kg Dampf von t^0 aus Wasser von $t_0{}^0$ erforderlich ist,

q_0 die der Speisewasser-Temperatur $t_0{}^0$ entsprechende Flüssigkeitswärme,

w die mit 1 kg Dampf mitgerissene Wassermenge in kg (bei feststehenden Kesseln $w = 0{,}03$ bis $0{,}06$),

λ die Gesamtwärme des Wassers im Augenblicke der Verdampfung, (s. S. 616),

so ist

$$x = \eta \frac{h}{\lambda_0} = \eta \frac{h}{\lambda - q_0 + (t - t_0)\,w}.$$

Wird $\lambda_0 = \lambda - q_0 + (t - t_0)\,w = 600\ WE$ gesetzt, so ergeben sich je nach dem Heizwerte des Brennstoffes und dem Wirkungsgrade der Kesselanlage folgende

Werte von x.

Steinkohle	5,5 bis 10	Holz	2,5 bis 3,5
Koks	4,5 „ 8	Stroh	1,5 „ 2,0
Braunkohle	2,0 „ 4,5	Lohe	1,0 „ 1,1
Torf	1,5 „ 3,0		

b) Die Rostfläche.

Die Größe der Rostfläche bestimmt sich durch die stündlich auf 1 qm derselben verbrannte Brennstoffmenge in Kilogramm.

Bezeichnet

B die von der Kesselanlage verzehrte Brennstoffmenge in kg/std,
R die Gesamtrostfläche in qm,

so kann für feststehende Kessel mit Steinkohlenfeuerung im Mittel genommen werden

$\frac{B}{R} = 70$ für mäßigen Betrieb (bei neuen Anlagen unter gewöhnlichen Verhältnissen);

$\frac{B}{R} = 100$ für flotten Betrieb (Lokomobilen);

$\frac{B}{R}$ bis 150 für angestrengten Betrieb.

Für Koks kann das $^2/_3$fache, für Braunkohlen das 1,5- bis 2,5fache, für Holz und Torf das 1,33fache dieser Werte genommen werden.

Die Größe der Rostfläche R wird auch häufig in Bruchteilen der Heizfläche H angegeben. Man versteht unter Heizfläche denjenigen Teil der Oberfläche eines Kessels, der einerseits vom Wasser, anderseits von den Heizgasen berührt wird; hierbei ist stets die den Heizgasen zugekehrte Seite der Kesselwandung in Rechnung zu stellen.

Bei einer stündlich zu erzeugenden Dampfmenge von D kg ist, wenn auf 1 qm der Rostfläche R stündlich 80 kg Steinkohlen mit einem Heizwert $h = 7500$ WE verbrannt werden,

bei $D:H =$ 25	22,5	20	16	14	12	10
$H:R =$ 20	25	30	40	50	60	70

woraus R (betreffendenfalls H) zu ermitteln ist.

Rechnerisch ergibt sich die Größe der Rostfläche wie folgt.

1 kg Brennstoff bedarf zu seiner Verbrennung $m\,L$ cbm Luft, demnach mufs der kleinste Querschnitt der Rostspalten, d. i. die freie Rostfläche R_f, wenn diese Luft mit der Geschwindigkeit v (in m/sek) durch die Rostpalten ziehen soll, betragen

$$R_f = \frac{B\,m\,L}{v\,3600};$$

hieraus folgt, wenn n das Verhältnis der freien zur gesamten Rostfläche bezeichnet, für die gesamte Rostfläche

$$R = \frac{B\,m\,L}{n\,v\,3600} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 118$$

Das Verhältnis n der freien zur gesamten Rostfläche soll möglichst groß sein. Man findet gewöhnlich

bei Steinkohlen .	$n = {}^1/_4$ bis $^1/_2$	bei Koks . . .	$n = {}^1/_3$ bis $^1/_2$
„ Braunkohlen .	$n = {}^1/_5$ „ $^1/_3$	„ Holz und Torf	$n = {}^1/_7$ „ $^1/_5$

Die Geschwindigkeit v der durch die Rostspalten ziehenden Luft beträgt für Steinkohlen je nach dem Anstrengungsgrade 0,75 bis 1,60 m/sek, bei künstlichem Luftzuge bis zu 4 m/sek.

Die stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrannte Brennstoffmenge beträgt (nach Gl. 118) in kg

$$\frac{B}{R} = \frac{n\,v\,3600}{m\,L}.$$

(Die gewöhnlichen Werte von $B:R$ für Steinkohlenfeuerung s. S. 755)

c) Die Heizfläche.

1. Heizfläche eines Dampfkessels.

Zur ungefähren Bestimmung der erforderlichen Heizfläche H eines ortsfesten Kessels kann nachstehende Tabelle dienen.

Werte von $D:H$.

Bauart des Kessels	Verbrennung		
	langsam	normal	lebhaft
Mehrfacher Walzenkessel	13	16	22
Flammrohrkessel und Flammrohrkessel mit rückkehrenden Heizrohren . .	16 bis 18	20 bis 22	30
Heizrohrkessel, Wasserrohrkessel, Lokomobilkessel	10	15	20
Vereinigte Flammrohr- und Heizrohrkessel	13	16	22

Das Verhältnis der von der Kesselanlage stündlich verzehrten Brennstoffmenge B (in kg) zur Heizfläche H (in qm), d. i. $B:H$, nennt man den Anstrengungsgrad der Feuerung. Je kleiner $B:H$, desto besser ist die Ausnutzung der Wärme, d. h. desto größer ist der Wirkungsgrad η_2 der Heizfläche (s. vorstehend).

2. Heizfläche eines Vorwärmers.

Die Heizfläche H_v eines Vorwärmers — aus 500 bis 600 mm weiten, schmiedeisernen, geschlossenen Cylindern im letzten Feuerzuge des Kessels bestehend —, der die Heizgastemperatur von T_1 bis T_2 ausnutzt und das Speisewasser von t_0 auf t_1 vorwärmt, ergibt sich angenähert aus

$$\frac{H_v}{D} = \frac{2(t_1 - t_0)}{k(T_1 + T_2 - t_1 - t_0)}.$$

Hierbei ist der Wärmedurchgangskoeffizient $k = 12$ bis 18 für solche Vorwärmer, die von innen und außen gut zu reinigen sind.

Für Greensche Ekonomizer — aus einem System stehender gußeiserner Rohre im Abzugskanal zwischen Kessel und Schornstein bestehend — kann, je nachdem dieselben mit selbsttätigen Schabern oder ohne solche arbeiten, $k = 10$ bis 12 bezw. $k = 5$ gesetzt werden.

Eine Vorwärmung des Wassers ist bis 80 bis 100° (sogar 130°) möglich, wobei die Temperatur der abziehenden Heizgase durchschnittlich $T_2 = 150°$ beträgt.

Zuweilen erfolgt die Vorwärmung des Speisewassers — bis auf etwa 90° — durch den Abdampf der Dampfmaschine. Derartige Vorwärmer bestehen aus einem in einem Gefäß eingeschlossenen Bündel kupferner Rohre von 40 bis 50 mm Durchmesser, durch welche der Abdampf geleitet wird, während das Speisewasser die Rohre von außen umspült oder umgekehrt.

Für den Wärmedurchgangskoeffizienten kann unter der Voraussetzung, daß diese Vorwärmer nach dem Gegenstromprinzip arbeiten, $k \sim 700$ gesetzt werden.

3. Heizfläche eines Überhitzers[1]).

Für die Heizfläche eines Überhitzers ist außer der Menge des zu überhitzenden Dampfes dessen Gehalt an mitgerissenem Wasser zu be-

[1]) Vergl. „Hütte", 19. Aufl.

rücksichtigen, das verdampft werden muß; hierzu sind für 1 kg Wasser (606,5 — 0,717 t) WE erforderlich (t bedeutet die Temperatur des Wassers im Kessel).

Zum Überhitzen von 1 kg trockenen Dampfes um 1° sind 0,48 WE nötig.

Nach Hirn ist hier $k = 10$ bis 15 WE für 1 qm Überhitzungsfläche (Gußeisenrohre), 1 Stunde und 1° Temperaturunterschied.

d) Die Heizkanäle.

Die Größe des Querschnittes der Heizkanäle ist so zu wählen, daß die Geschwindigkeit der Heizgase in den gemauerten Zügen bei natürlichem Luftzuge nicht über 6 m/sek, besser nur 3 bis 4 m/sek, beträgt. Damit ergibt sich bei Anordnung von drei gemauerten Feuerzügen und bei einer mittleren Beanspruchung der Rostfläche entsprechend $B:R = 60$ bis 120 (s. o.) der Querschnitt des letzten Zuges und des Fuchses $= 0,25\,R$, der Querschnitt des zweiten Zuges gleich dem 1,25- bis 1,5fachen und der des ersten Zuges gleich dem 1,5- bis 1,75fachen des Querschnittes des letzten Zuges. Ausgenommen sind hiervon die Querschnitte über den Feuerbrücken oder an den in die Feuerzüge eingebauten Kulissen, ferner diejenigen der Heizrohre bei Heizrohrkesseln u. s. w. An diesen Stellen finden Verengungen der Querschnitte auf $^1/_8\,R$ bis $^1/_{10}\,R$ statt. Anderseits sind die oben angeführten Querschnitte an solchen Stellen zu vergrößern, an denen die Heizgase ihre Richtung ändern.

Ist $B:R$ die stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrannte Kohlenmenge in kg (s. S. 755), und bezeichnet

G den Rauminhalt der aus 1 kg Kohle gebildeten Gasmenge in cbm, der zugehörigen Temperatur entsprechend (s. S. 754);

φ das Verhältnis des Zugquerschnittes zur gesamten Rostfläche,

so ist die Geschwindigkeit v_g der Heizgase in den Zügen in m/sek

$$v_g = \frac{B}{R}\,\frac{G}{3600\,\varphi}.$$

Der Querschnitt der Heizkanäle ist so zu gestalten, daß — ohne die Befahrbarkeit derselben außer acht zu lassen — die Heizgase möglichst nahe an die Kesselwand gedrängt werden; ihre Gesamtlänge soll 30 bis 33 m nicht überschreiten.

e) Dampfkesselschornsteine [1]).

Bezeichnet

B die von der Kesselanlage verzehrte Brennstoffmenge in kg/std,

G die bei Verbrennung von 1 kg Brennstoff erzeugte Gasmenge in kg,

$\alpha = {}^1/_{273}$ den Wärmeausdehnungskoeffizienten der Gase,

γ das Gewicht von 1 cbm mitteltrockener Luft von 0° bei mittlerem Barometerstande,

δ die Dichte der Rauchgase, bezogen auf Luft von 0°,

t_s die Temperatur der Rauchgase an der Schornsteinmündung,

v_s die Ausströmungsgeschwindigkeit der Rauchgase in m/sek (mindestens $= 2$ m/sek),

---

[1]) Vergl. G. Lang, „Der Schornsteinbau". Hannover, Helwingsche Verlagsbuchhandlung.

so findet sich der lichte Querschnitt der oberen Schornsteinmündung (in qm) aus

$$f_2 = \frac{B\,G(1 + \alpha t_0)}{\gamma\delta\,3600\,v_s}.$$

Für mittlere Verhältnisse kann $v_s = 4$ m/sek, $t_s = 235^0$, $1 + \alpha t_s = 1{,}86$, $\delta = 1$ und für das norddeutsche Tiefland $\gamma = 1{,}29$, also $\gamma\delta = 1{,}29$ gesetzt werden. Damit vereinfacht sich die obige Gleichung auf

$$f_2 = \frac{B\,G}{10\,000}.$$

Für gute Steinkohlen und gute Feuerungen mit $G = 19$ wird

$$f_2 = 0{,}0019\,B$$

und der lichte Durchmesser der oberen Schornsteinmündung in m

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 f_2}{\mu}}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 119$$

worin μ beim

Kreisquerschnitt	. . . . =	3,1416,
Achteckquerschnitt	. . . =	3,3137,
Quadratquerschnitt	. . . =	4,0000

zu setzen ist.

Als kleinster Wert der oberen lichten Weite d_2 ist 0,55 m für Quadratform und 0,6 m für Achteck- und Kreisform anzusehen, falls der Schornstein von innen aufgemauert werden soll. (Bei Blechschornsteinen fällt diese Beschränkung weg.)

Ist ferner

l die Länge der Feuerzüge und des Fuchses in m,

H_r die Höhe der Schornsteinmündung über dem Roste in m,

d_1 der lichte Durchmesser am Schornsteinfuß in m,

$\zeta = \frac{d_1 - d_2}{2 H_r}$ (im allgemeinen $= 0{,}008$ bis $0{,}010$),

η_s eine Erfahrungszahl, abhängig von der Form und Weite der Feuerzüge und des Fuchses (wechselnd zwischen 0,03 und 0,15; meistens = 0,04),

t_m die mittlere Temperatur der Rauchgase,

so ist

$$H_r = [15\,d_2 + 2{,}5\,v_s + \eta_s l - 160\,\zeta]\,\frac{700 - t_m}{200 + t_m}.$$

Für mittlere Verhältnisse kann gesetzt werden

$$v_s = 4 \text{ m/sek}, \; l = 25\text{ m}, \; \eta_s = 0{,}04, \; \zeta = 0{,}006, \; t_m = 250^0,$$

demnach

$$H_r = 15\,d_2 + 10 \text{ m}.$$

Zur Verhütung der Rauchbelästigung soll die Schornsteinmündung mindestens 3 m höher liegen als der höchste, im Umkreise von 250 m vorhandene First von Wohngebäuden. Als kleinste Schornsteinhöhe gilt erfahrungsmäßig etwa 18 m. Für gemauerte Schornsteine ist der untere lichte Durchmesser

$$d_1 = d_2 + 0{,}0016\,H_r \text{ bis } d_2 + 0{,}02\,H_r$$

zu wählen. Falls die Standfestigkeit dann nicht genügt, ist d_1 entsprechend zu vergrößern.

Über die Anforderung an den Bau und über die Berechnung der Standfestigkeit gemauerter Schornsteine ist auf die angezogene Quelle zu verweisen. (S. auch unter Schornsteine in dem Abschnitt „Die wichtigsten Hochbaukonstruktionen".)

Der Zug eines Schornsteines kann durch Unterwindgebläse oder ein saugendes Dampfstrahlgebläse verbessert werden; auch sind diese Hilfsmittel beim Verfeuern minderwertiger Brennstoffe (Kohlenschlamm, Koksstaub) oder aber schwer brennender Kohlensorten (Anthrazite) von Vorteil.

Blechschornsteine erhalten übereinandergreifende, zumeist kegelförmige Schüsse von 3 bis 5 mm oberer und 6 bis 8 mm unterer Blechdicke — je nach Durchmesser und Höhe des Schornsteins.

Der Durchmesser ist oben und unten gleich oder aber der untere Durchmesser $d_1 = d_2 + 0{,}01\,H_r$ (in m) zu nehmen; dabei ist d_2 wegen der stärkeren Abkühlung $^4/_3$ mal so groß zu machen als bei einem gemauerten Schornstein für dieselbe Feuerung.

B. Die wichtigsten Bauarten der ortsfesten Dampfkessel[1]).

Derartige Dampfkessel mit größerem Wasserraum — im Gegensatz zu den sog. Zwergkesseln — lassen sich einteilen in: Walzenkessel (einfacher und mehrfacher Walzenkessel), Flammrohrkessel, Heizrohrkessel, vereinigte Walzen- und Heizrohrkessel, Doppelflammrohrkessel, Flammrohrkessel mit Heizrohren, vereinigte Flammrohr- und Heizrohrkessel und Wasserrohrkessel.

a) Einfacher Walzenkessel.

Dieser Kessel wird zumeist liegend, hinter Puddel- und Schweißöfen auch stehend angeordnet. Er bildet als liegender Kessel ein nach hinten geneigtes, cylindrisches Gefäfs mit gewölbten oder ebenen Böden, dessen Lagerung am besten durch Aufhängung erfolgt. Der Durchmesser beträgt bis zu 1,5 m, die Länge bis zu 10 m. Die Heizfläche kann zu 0,6 bis 0,65 der gesamten Mantelfläche angenommen werden.

Kleinere Kessel werden oft nur mit einem glatt durchgehenden Feuerzuge versehen; besser ist die Führung der Heizgase in Schlangenlinien. Da die Dampferzeugung sehr gering ist — man kann bei langsamer Verbrennung nur auf eine Verdampfung von 6 bis 8 kg Wasser auf 1 qm Heizfläche rechnen —, findet der Kessel nur noch selten Anwendung.

b) Mehrfacher Walzenkessel.

Um bei möglichster Raumersparnis größere Heizflächen zu erzielen, legt man zwei oder mehrere Cylinderkessel übereinander und verbindet sie durch schmiedeiserne Stutzen von mindestens 300 bis 400 mm Durchmesser. Die oberen Kessel heißen Oberkessel, die unteren Unterkessel; letztere erhalten nach hinten eine Neigung von $^1/_{25}$ bis $^1/_{20}$.

Am besten ist es, zwei Oberkessel und zwei Unterkessel — für Heizflächen $H = 50$ bis 100 qm — oder einen Oberkessel und einen

[1]) Vergl. F. Tetzner, „Die Dampfkessel", 2. Aufl., Berlin 1905, Julius Springer.

Unterkessel — für Heizflächen $H = 25$ bis 50 qm — so anzuordnen, daß der Rost, wie Fig. 656 erkennen läßt, unter den vorspringenden Oberkessel zu liegen kommt und die Heizgase auf und ab steigend in Schlangenlinien den Ober- und Unterkessel bestreichen. Um eine angemessene Wasserbewegung im Kessel zu erzielen, sind die Unterkessel, je nach ihrer Länge, durch zwei oder drei Stutzen mit dem zugehörigen Oberkessel zu verbinden.

Sind zwei Oberkessel und zwei Unterkessel vorhanden, so ist die Verbindung der ersteren im Dampfraume am besten durch einen gemeinsamen Dampfsammler, diejenige der letzteren durch ein 350 bis 400 mm weites Rohr zu bewirken. Den Durchmesser der Oberkessel nimmt man etwa $d = 0{,}12\sqrt{H}$, denjenigen der Unterkessel etwa $d_1 = d - 0{,}2$ m. Die

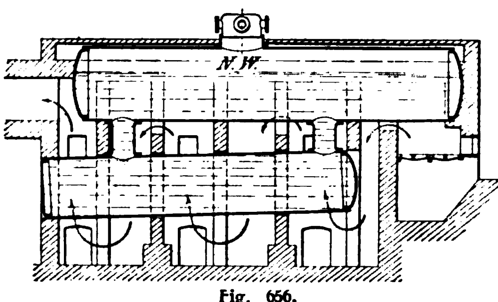


Fig. 656.

Speisung erfolgt, je nachdem der Rost unter den Oberkessel oder den Unterkessel zu liegen kommt, im Unter- bezw. Oberkessel.

Bei langsamer Verbrennung kann 1 qm Heizfläche an Dampf etwa 13 kg/std erzeugen.

c) Flammrohrkessel.

Legt man zwei oder mehrere Cylinderkessel ineinander, so erhält man den Flammrohrkessel, auch Cornwallkessel genannt, mit ein, zwei oder drei Flammrohren, durch welche die Heizgase treten, so daß ihre ganze Oberfläche als Heizfläche angesehen werden kann.

1. Einflammrohrkessel.

Fig. 657 uud 658 zeigen einen Kessel mit gewölbten Stirnböden und glattem Flammrohr; letzteres ist, um Raum zum Befahren des Kessels und um eine lebhaftere Bewegung des Kesselwassers zu erzielen, seitlich im Kessel eingebaut, weshalb derselbe auch Seitrohrkessel genannt wird. Die Verbindung des Flammrohres mit den Stirnböden erfolgt durch die Ein- bezw. Ausbördelung der letzteren. Die einzelnen Schüsse des Flammrohres sind an den Enden aufgeflanscht und durch zwischengelegte, innen ausgedrehte Flacheisenringe miteinander vernietet und verstemmt. Der Rost liegt im Flammrohr; dieses bildet somit den ersten Zug. Die weitere Führung der Heizgase erfolgt durch zwei Seitenzüge, und zwar bildet der dem Flammrohr am nächsten liegende Kanal den zweiten Zug.

Derartige Kessel für $H = 20$ bis 60 qm Heizfläche erhalten Manteldurchmesser $D = 1200$ bis 1900 mm und Längen von 5100 bis 9800 mm. Die Durchmesser der zugehörigen glatten Flammrohre betragen $d =$ 570 bis 950 mm. Im Mittel kann für überschlägige Berechnungen $D = 0{,}26 \sqrt{H}$ und $d = 0{,}5\,D$ genommen werden.

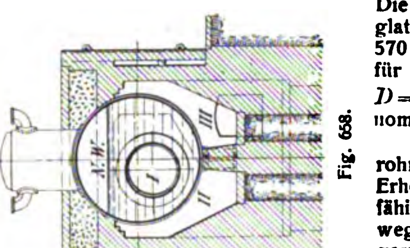


Fig. 658.

Fig. 657.

An Stelle eines glatten Flammrohres erhalten Seitrohrkessel zur Erhöhung ihrer Verdampfungsfähigkeit, sowie insbesondere auch wegen des größeren Widerstandes gegen äußere Drücke und der größeren Längselastizität wegen häufig ein gewelltes Flammrohr.

Fig. 659 und 660 zeigen einen solchen Wellrohrkessel der Görlitzer Maschinenbauanstalt und Eisengießerei, A.-G. in Görlitz, in Verbindung mit einem Dampfüberhitzer von A. Hering in Nürnberg.

Der Kessel hat 75 qm Heizfläche und ist für 10 atm Überdruck gebaut; sein Mantel wird durch fünf Schüsse von je 19 mm Wandstärke gebildet, von denen die beiden konisch gestalteten in die cylindrischen Endschüsse hineingesteckt sind. An letztere schließen sich die gewölbten Stirnböden von 22 mm Dicke an. Ein cylindrischer Dom von 0,850 m Durchmesser, 12 mm Wandstärke und 0,850 m mittlerer Höhe mit 17 mm starkem gewölbtem Deckel trägt den zum Anschluß von Dampfleitung, Sicherheitsventil u. s. w. bestimmten Kreuzstutzen. Der Kesselmantel hat 2,2 m Durchmesser bei 8,75 m größter Kessellänge, das Wellflammrohr 1,250 m kleinsten und 1,350 m größten Durchmesser sowie 13 mm Wandstärke.

Die Einmauerung des Kessels ist in der Weise erfolgt, daß die auf dem Roste entwickelten Heizgase nach Durchströmen des Flammrohres rechts seitlich am Kessel nach vorn und links seitlich wieder nach hinten ziehen, um schließlich in den Fuchs zu entweichen. Die hinter dem Kessel eingeschaltete Rauchkammer ist mit feuerfesten Steinen ausgekleidet und durch eine senkrechte Wand in zwei Hälften geschieden, um so die Möglichkeit zu haben, die Gase nach Verlassen

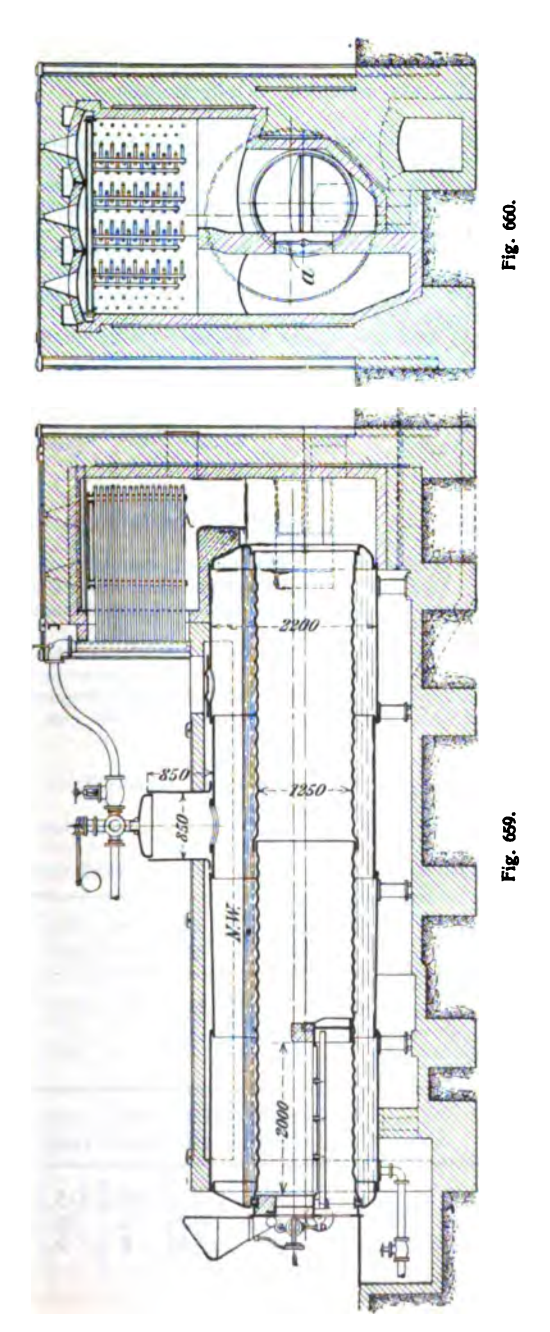


Fig. 660.

Fig. 659.

des Flammrohres zunächst durch den oberhalb der Kammer angeordneten Überhitzer und dann erst in den zweiten Zug zu leiten. Soll ersteres geschehen, so schließt man die von außen drehbare Drosselklappe *a* und zwingt dadurch die Gase, die Überhitzerspiralen in der ihnen durch eingebaute Wände vorgeschriebenen Weise zu umspülen.

Um das Speisewasser vor seiner Mischung mit dem Kesselinhalte möglichst hoch anzuwärmen, wird dasselbe dem Kessel durch ein inmitten desselben liegendes, vom vorderen bis nahe zum hinteren Stirnboden reichendes Rohr zugeführt.

Der mit dem Kessel vereinigte Überhitzer hat 30 qm Heizfläche; er überhitzt den nassen Kesseldampf auf 300° bis 350° C.

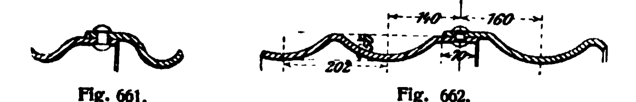


Fig. 661. Fig. 662.

Die Rostbeschickung erfolgt durch einen selbsttätigen Feuerungsapparat.

Wegen der großen Widerstandsfähigkeit der Wellrohre gegen Zusammendrücken können die Wandstärken derselben wesentlich geringer gewählt werden als bei den glatten Flammrohren; besondere Versteifungen können in Wegfall kommen.

Das Blechwalzwerk Schulz Knaudt, A.-G., in Essen (Ruhr) macht über die von ihm nach Fox und Morison hergestellten gewellten Flammrohre (Fig. 661 bezw. 662) folgende Angaben.

Innendurchmesser (kleinster) $d_i = 700$ bis 1300 mm, steigend mit 50 mm.

Außendurchmesser $d_a = d_i + 100$ mm.

Entfernung von Mitte Welle bis Mitte der nächsten Welle = 151 mm bei Fox- und 202 mm bei Morisonrohren.

Ganze Länge: Rostrohr = 2850 mm, gewöhnliches Rohr = 2592 mm, Paßstücke von 650 bis 2592 mm.

Größte zulässige Länge eines Wellrohres = 3150 mm.

Durchmesser d_i	700	750	800	850	900	950	1000 mm
Durchmesser d_a	800	850	900	950	1000	1050	1100 mm
Gewicht . . . . kg/m	210	235	250	265	280	295	310
Blechdicke . . . mm	10	10	10	10	10	10	10,5
Betriebsüberdruck kg/qcm	13	13	12	11,5	11	10,5	10,5

Durchmesser d_i	1050	1100	1150	1200	1250	1300 mm
Durchmesser d_a	1150	1200	1250	1300	1350	1400 mm
Gewicht . . . . kg/m	335	360	375	390	415	435
Blechdicke . . . mm	10,5	10,5	10,5	11	11	11,5
Betriebsüberdruck kg/qcm	10	10	9,5	9	9	9

Die Heizfläche der Wellrohre ist um etwa $^1/_7$ größer als bei glatten Rohren, deren Durchmesser gleich dem mittleren Durchmesser der Wellrohre ist.

Seitrohrkessel mit gewelltem Flammrohr für 20 bis 100 qm Heizfläche erhalten Manteldurchmesser $D = 1600$ bis 2400 mm und Längen von 4000 bis 10800 mm; die zugehörigen Wellrohrdurchmesser betragen $d = 800$ bis 1350 mm.

2. Zweiflammrohrkessel.

Die Flammrohre des in Fig. 663 und 664 dargestellten Kessels setzen sich aus einer größeren Anzahl verhältnismäßig kurzer Rohrschüsse zusammen, die an der oberen Seite, nach dem von **Paucksch** angegebenen Verfahren, je um etwa 50 mm abgesetzt sind. Dadurch entstehen sichelförmige Vorsprünge an den oberen Stellen der Flammrohre, gegen welche die Heizgase strömen, und indem diese hierbei fast an jedem Schuß in Wirbelung kommen, findet eine innige Mischung derselben statt, was für die Ausnutzung des Brennstoffes und die Rauchverbrennung vorteilhaft ist.

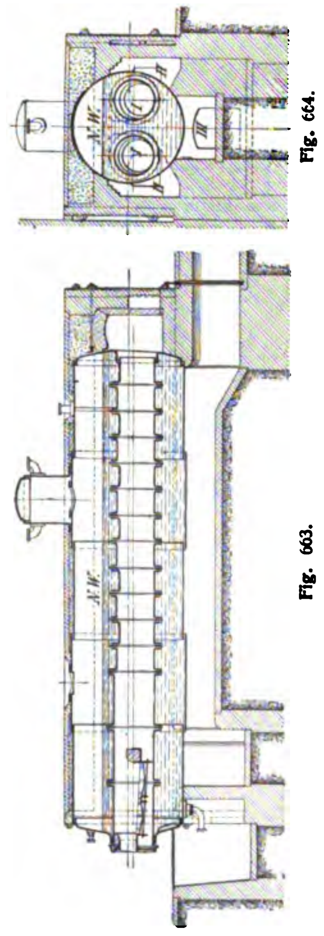


Fig. 664.

Fig. 663.

Aus den Flammrohren strömen die Heizgase durch zwei Seitenzüge und einen Unterzug in den Fuchs, und zwar bilden die beiden Seitenkanäle den zweiten, der untere Kanal den letzten Zug.

Derartige Kessel für $H = 50$ bis 110 qm Heizfläche erhalten Manteldurchmesser $D = 1800$ bis 2400 mm und Längen von 6500 bis 12300 mm; die größten Durchmesser der zugehörigen Flammrohre betragen 700 bis 900, die kleinsten 600 bis 800 mm. Der kleinste Abstand zwischen zwei Flammrohren soll 150 bis 200 mm, derjenige zwischen Flammrohr und Mantel 125 mm betragen.

Im Mittel kann für überschlägige Berechnungen $D = 0{,}24\sqrt{H}$ und der Flammrohrdurchmesser an der weitesten Stelle $d = 0{,}5\,D - 250$ bis $0{,}5\,D - 300$ mm gewählt werden.

In größere Flammrohre — von etwa 700 mm Durchmesser an — werden häufig noch Querrohre, sog. **Gallowayrohre**, eingesetzt, die, da sie abwechselnd verschieden geneigt liegen, den Heizgasen eine wirbelnde Bewegung erteilen, so daß dieselben ihre Wärme rasch

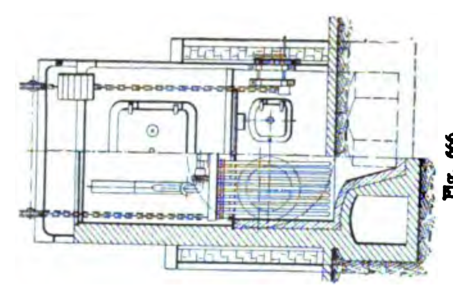


Fig. 666.

an den Kessel abgeben können; auch versteifen sie die Flammrohre und erhöhen die Wasserbewegung im Kessel. Mit solchen Gallowayrohren ist der Oberkessel des in Fig. 673 und 674 dargestellten Doppelflammrohrkessels versehen.

Bemerkenswerte Einzelheiten zeigt ein von L. Koch in Sieghütte bei Siegen gebauter Zweiflammrohrkessel (Fig. 665 und 666).

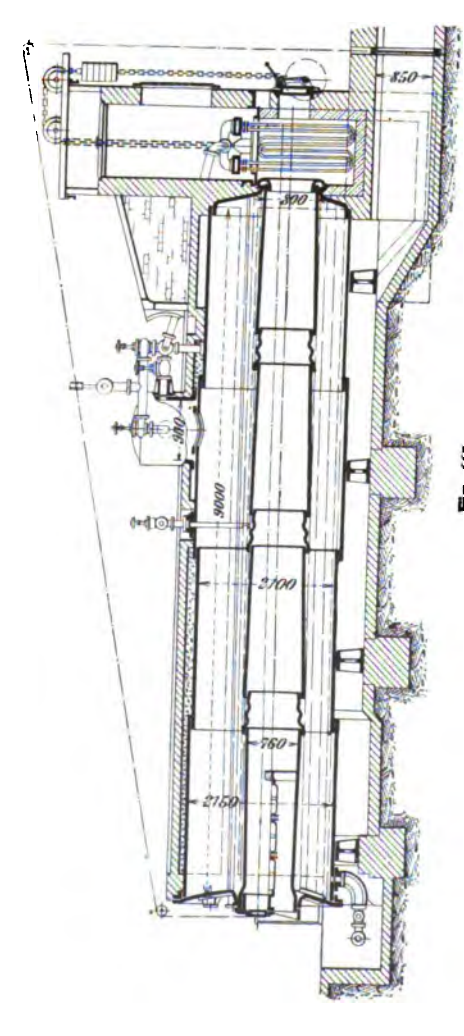


Fig. 665.

Die vordere Stirnplatte ist, um leichter und von außen genietet werden zu können, in Form eines nach innen gewölbten, nicht versteiften Tellerbodens ausgeführt und mit dem Mantel durch einen kräftigen Winkeleisenring verbunden. Die hintere Stirnplatte ist aus demselben Grunde mit Aushalsung versehen, wobei die betreffende Nietreihe durch einen nach innen über sie hinweggreifenden Gußring besonders geschützt wird.

Die Flammrohre sind mittels kurzer Wellrohrschüsse mit nach innen gerichteten Wellen versteift, so daß ihr äußerer Durchmesser nicht wie bei den üblichen Versteifungen vergrößert wird. In Verbindung mit der größeren Aushalsung der vorderen Stirnplatte — bei entsprechender Aufweitung der Flammrohrköpfe — sind letztere dadurch leicht auswechselbar gemacht, wobei die vordere Stirnplatte nicht gelöst zu

werden braucht. Die Form dieser Stirnplatte ermöglicht dann eine neue Vernietung, ohne daß das Mauerwerk und die Rohranschlüsse zu entfernen nötig sind.

Die Überhitzertemperatur wird durch Einstellen auf beliebige Heizfläche geregelt. Hierzu ist der Überhitzer mittels Gegengewichtes ausgeglichen und durch Gelenkrohre mit dem Dampfdom verbunden. Die oft schwer beweglichen Drehklappen und Schieber werden dadurch vermieden, und der herabgezogene Überhitzer läßt sich wie auch die Flammrohre in bequemster Weise reinigen.

Die Feuerung ist eine rauchverhütende Planrostfeuerung mit selbsttätiger Luftzuführung.

3. Dreiflammrohrkessel.

Einen solchen von der Firma H. Paucksch, A.-G., in Landsberg a. W. ausgeführten Kessel in Verbindung mit einem Überhitzer zeigen Fig. 667 und 668[1]). Durch die Heizwirkung des dritten Flammrohres sowie die besondere Einführung des Speisewassers in den Kessel wird in der Längsrichtung desselben ein Wasserumlauf herbeigeführt, der nicht nur die Temperatur des Kesselwassers gleichmäßig hebt, sondern auch die Zeit für seine Erwärmung erheblich abkürzt, außerdem noch die Wärmeaufnahmefähigkeit erhöht.

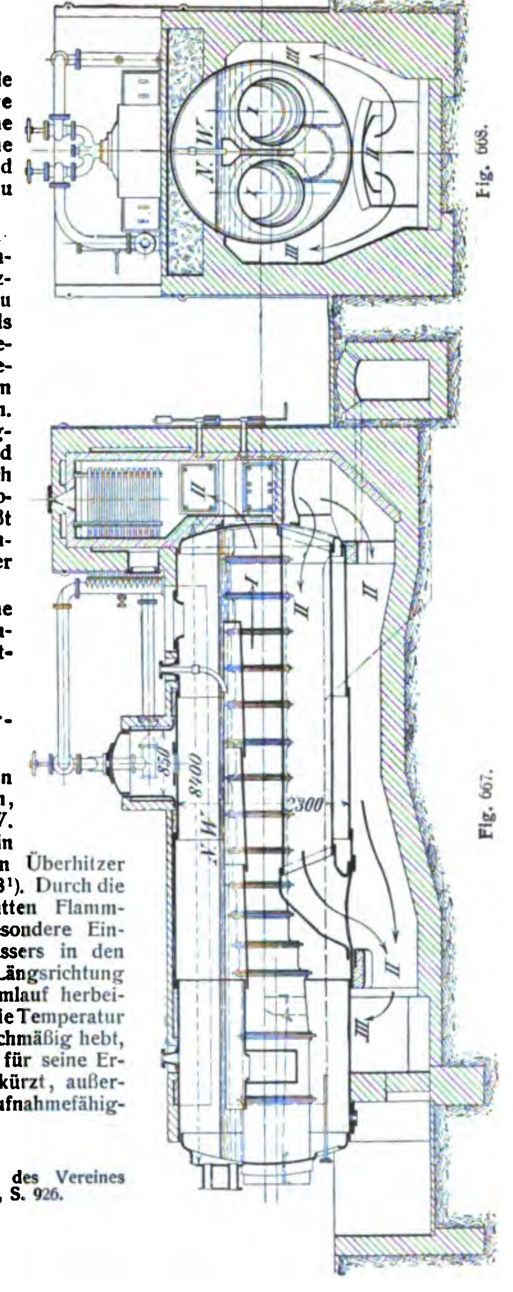


Fig. 668.

Fig. 667.

[1]) Vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 926.

Das dritte Flammrohr liegt unter den beiden anderen Flammrohren, durchsetzt den hinteren Boden und reicht bis auf etwa 1/3 der Kessellänge nach dem vorderen Boden heran, wo es durch einen Krümmer an den Kesselmantel anschließt. Diesem Rohre werden die aus beiden Feuerrohren kommenden Heizgase entweder zum Teil oder ganz zugeführt, wozu eine im Unterzuge vor dem Krümmer angeordnete Klappe dient.

Das Speisewasser strömt in eine oberhalb der beiden Feuerrohre liegende, an beiden Enden geschlossene Rinne und gelangt, nachdem es in derselben vorgewärmt ist, durch eine nach unten gekehrte Mündung an ihrem vorderen Ende in den Raum zwischen dem Krümmer und dem vorderen Kesselboden.

Die Dampfentwickelung des dritten Rohres und das in der Nähe des Krümmers niedersinkende Speisewasser bewirken nun, daß ein lebhafter Wasserumlauf eintritt, der hauptsächlich durch den Auftrieb der Dampfblasen erhalten wird, die von der Heizfläche des dritten Rohres emporsteigen.

Die Heizgase aus den beiden oberen Flammrohren können unmittelbar in den Überhitzer geleitet werden, worauf sie dann in das dritte Flammrohr und in den Unterzug treten.

Die Leistungsfähigkeit der Flammrohrkessel in bezug auf Dampferzeugung beträgt, je nach der Größe dieser Kessel, der Art der Verbrennung auf dem Roste und der Anzahl der Flammrohre, bei Kesseln mit glatten Flammrohren 15 bis 25, bei solchen mit abgesetzten Flammrohren 16 bis 30 kg/std für 1 qm Heizfläche.

Werden die Flammrohre mit Galloway-Rohren versehen, so erhöht sich ihre Leistungsfähigkeit um etwa 3%.

Bei Wellrohrkesseln können mit 1 qm Heizfläche 18 bis 25 kg/std Dampf erzeugt werden.

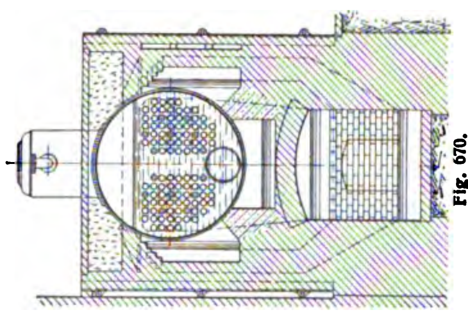
Nach Angabe der Firma H. Paucksch, A.-G., sind bei Versuchen mit einem Dreiflammrohrkessel der Fig 667 und 668 ersichtlichen Bauart mit 1 qm Heizfläche desselben 30,3 kg Dampf von 100° aus Wasser von 0° erzeugt worden.

d) Heizrohrkessel.

Im wesentlichen ist dieser Kessel ein Flammrohrkessel mit einer sehr großen Anzahl von kleinen Flammrohren. Fig. 669 und 670 zeigen einen Heizrohrkessel mit gewölbten Stirnböden und Unterfeuerung. Die Heizrohre sind in zwei Bündeln angeordnet, die zwischen sich einen Raum von mindestens 300 mm zum Befahren und Reinigen des Kessels frei lassen; sie sind ferner so zu legen, daß die Dampfblasen zwischen ihnen leicht aufsteigen können. Der Gesamtquerschnitt der Rohre, deren äußere Durchmesser d zwischen 70 und 102 mm genommen werden, kann 1/6 bis 1/8 der gesamten Rostfläche, die Entfernung der Rohrmitten 1,25 d bis 1,5 d betragen. Weite Rohre sind des besseren Zuges wegen engen Rohren vorzuziehen, doch nutzen letztere die Wärme besser aus als erstere. Das Verhältnis des inneren Rohrdurchmessers zur Länge des Rohres nimmt man 1 : 20 bis 1 : 50, die Rohrlängen aber zumeist nicht über 5 m.

Die Stirnböden des Kessels sind durch eingeschraubte und eingewalzte, starkwandige Ankerrohre gegen etwaige Durchbiegungen verstrebt.

Zum Befahren des Kessels wie auch zum Herausstoßen von Schlamm und Kesselstein aus dem Kessel ist derselbe mit einem Schlamm- bezw. Einsteigestutzen versehen.


Fig. 670.

Die Heizgase ziehen zunächst unter dem Kessel entlang, strömen durch das Rohrbündel, darnach durch zwei Seitenzüge und den Fuchs in den Schornstein. Diese Zugführung führt leicht zu Undichtheiten der Rohre in der hinteren Stirnwand des Kessels. Besser ist die Anordnung der beiden Seitenzüge als zweiter Feuerzug und des Rohrbündels als dritter.

Ausgeführte Heizrohrkessel für 20 bis 200 qm Heizfläche haben Manteldurchmesser $D = 1200$ bis 2300 mm und Längen von 1800 bis 5000 mm. Die Anzahl der Heizrohre von 83 bis 100 mm äußerem Durchmesser beträgt 30 bis 130.

In Fällen, wo gutes Speisewasser zur Verfügung steht, sind Heizrohrkessel, namentlich für geringwertiges Brennmaterial, zu empfehlen. Die Dampferzeugung mit 1 qm Heizfläche soll jedoch 10 kg/std nicht übersteigen.

Fig. 669.

e) Vereinigter Walzen- und Heizrohrkessel.

Der in Fig. 671 und 672 ersichtliche, von der Maschinen- und Dampfkesselfabrik F. L. Oschatz in Meerane i. S. für einen Betriebsüberdruck von 10 atm gebaute Kessel hat 246 qm Heizfläche. Der Röhrenkessel enthält 120 Rohre, und zwar

102 von 95/88 mm und 18 von 95/79,5 mm Durchmesser, von denen die letzteren an ihren Enden Gewinde tragen und zur Versteifung der Kesselböden in dieselben eingeschraubt sind.

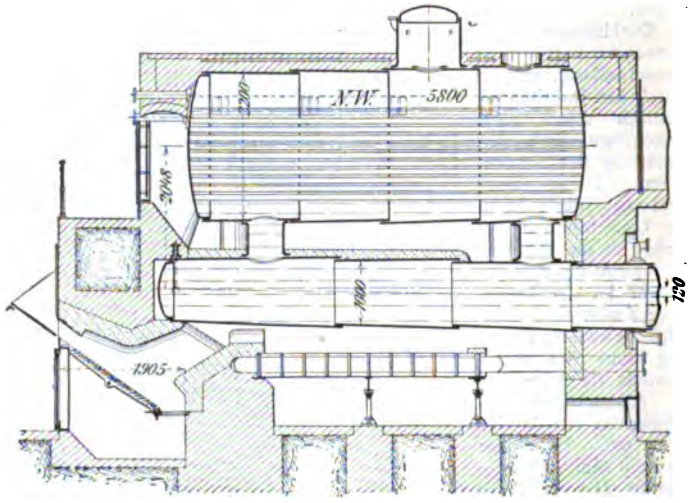


Fig. 671.

Die Rundnähte des Kesselmantels sind mit doppelter, die Längsnähte mit vierfacher Überlappungsnietung ausgeführt. Der Oberkessel

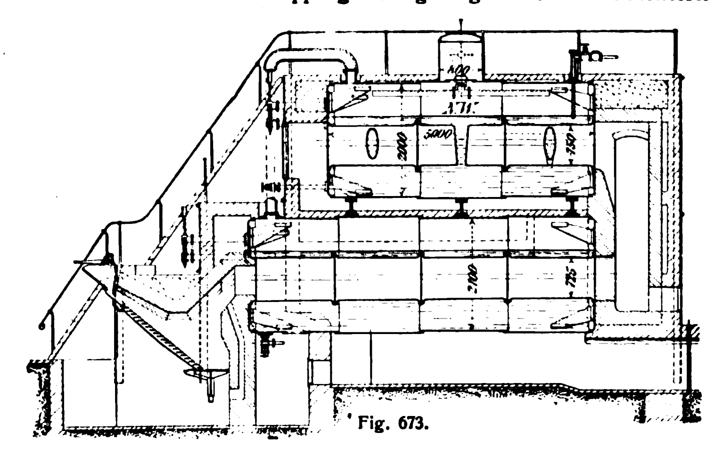


Fig. 673.

ist durch je zwei Stutzen von 500 mm lichter Weite mit den beiden nach hinten stark geneigten Unterkesseln (Siedern) verbunden.

Die Heizgase bestreichen zuerst die Unterkessel, dann den Oberkessel und ziehen schließlich durch die Heizrohre in den Schornstein.

Um den Dampf zu trocknen und zu überhitzen, liegt hinter der Feuerbrücke — wagerecht unter den Siedern — ein aus Gußstahlröhren mit inneren Längs- und äußeren Rund- bezw. Längsrippen gebildeter Überhitzer.

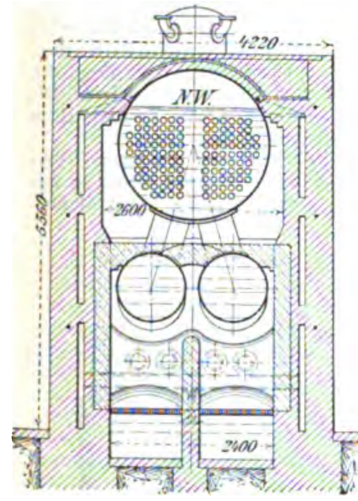
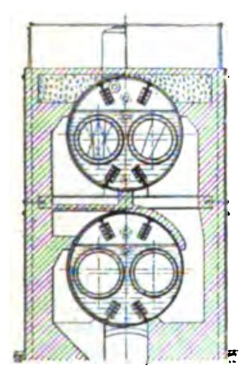


Fig. 672.

Die mittlere Dampferzeugung des Kessels auf 1 qm Heizfläche wurde bei angestellten Versuchen zu 18,8 kg/std ermittelt. Als Brennmaterial diente Meuselwitzer Braunkohle, — eine weiche, erdige, im feuchten Zustande schmierige Kohle, welche die Anlage von Vorfeuerungen bedingt. Es wurden bei den Versuchen mit 1 kg dieser Kohle 2,46 kg Wasser von 0° in Dampf von 100° verwandelt. Für Dauerbetrieb dürfte es sich empfehlen, die Dampferzeugung nicht über 10 kg/std auf 1 qm Heizfläche zu steigern.

f) Doppelflammrohrkessel.

Ein solcher von der Dresdener Maschinenfabrik und Schiffswerft, A.-G., in Dresden für 9 atm Überdruck gebauter Dampfkessel (Fig. 673 und 674) hat 95 qm Heizfläche. Beide Kessel können sich unabhängig voneinander beliebig ausdehnen und zusammenziehen, ohne daß schädliche Spannungen in den Nietverbindungen entstehen. Ihre Dampfräume sind durch ein federndes, an der Stirnwand des Kessels liegendes Kupferrohr von genügender Weite miteinander verbunden. Die Speisung erfolgt oben und unten getrennt.


Fig. 674.

Nachdem die Heizgase die oberen, durch je drei Gallowayrohre versteiften Flammrohre verlassen haben, bestreichen sie beiderseits den Mantel des Oberkessels, dann, nach vorn zurückkehrend, die Seiten des Unterkessels und ziehen schließlich am Boden des letzteren entlang nach hinten in den Fuchs.

Die Abbildungen stellen den Kessel mit einer Treppenrostfeuerung dar, wie sie sich namentlich beim Verfeuern klarer Kohle als zweckmäßig erwiesen hat.

g) Flammrohrkessel mit Heizrohren.

Einer der gebräuchlichsten Flammrohrkessel mit vorgehenden Heizrohren ist der Lokomobilkessel.[1]) Fig. 675 zeigt einen solchen

[1]) Siehe auch „Lokomobilen“, S. 717.

Kessel, wie er für 6 bis 10 atm Dampfdruck in verschiedenen Größen gebaut wird. Um die Rohre (äußerer Durchmesser derselben etwa 51 bis 70 mm) von angesetztem Kesselstein reinigen zu können, sind dieselben mitsamt dem Flammrohr (Feuerbüchse) ausziehbar angeordnet.

Die Heizgase strömen von der Feuerbüchse durch die Heizrohre zur Rauchkammer, aus der sie durch einen Blechschornstein entweichen. Zuweilen legt man unter den Kessel noch einen gemauerten Zug, den die Heizgase durchstreichen, bevor sie zum Schornstein ziehen. Die Rauchkammer trägt in diesem Falle keinen Schornstein, sondern einen nach unten gerichteten Stutzen (siehe Fig. 633 a) oder dergl.

Mit 1 qm Heizfläche entwickeln die Kessel bei langsamer Verbrennung etwa 10 kg Dampf in einer Stunde. Sie sind bisher in den Größen von 5 bis 135 qm Heizfläche gebaut worden. Den Mantel-

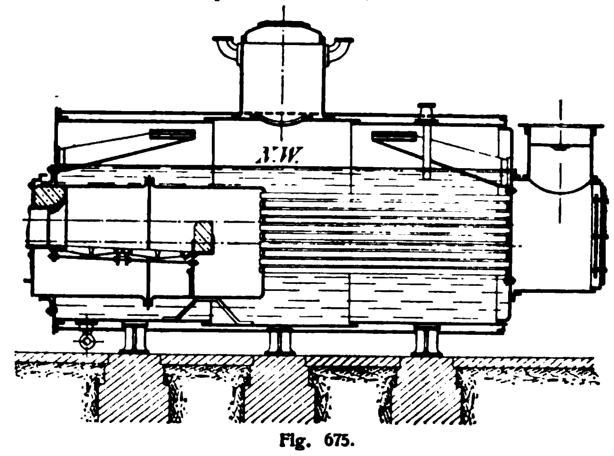


Fig. 675.

durchmesser D findet man gewöhnlich mit 0,65 bis 2,2 m ausgeführt; die Länge des Mantels nimmt man 2,5 D bis 3 D, den Durchmesser der Feuerbüchse etwa $d = \frac{2}{3} D$ und die Länge der letzteren etwa $2\,d$.

An Stelle der cylindrischen erhalten die Lokomobilkessel auch Feuerbüchsen von ovaler oder rechteckiger Gestalt.

Einen Flammrohrkessel mit rückkehrenden Heizrohren zeigen Fig. 676 und 677.

Das Flammrohr mündet hinten in eine Feuerbüchse, von der aus eine größere Anzahl Heizrohre zu der vorderen Stirnwand gehen. Die aus den Heizrohren tretenden Heizgase ziehen unter dem Kessel entlang in den Schornstein. Da die Heizrohre dem direkten Feuer nicht ausgesetzt sind, kann der Kessel etwas mehr angestrengt werden als der vorbesprochene Lokomobilkessel, Mit 1 qm Heizfläche lassen sich an Dampf etwa 15 kg/std erzeugen.

h) Vereinigte Flammrohr- und Heizrohrkessel.

Fig. 678 und 679 stellen einen solchen von der Firma Moritz Jahr in Gera für 9 atm Überdruck gebauten Dampfkessel von 150 qm

Heizfläche mit zugehöriger E. Völckerscher Halbgasfeuerung dar. Der über dem Flammrohrkessel liegende Heizrohrkessel hat 82 Rohre von 89 mm Durchmesser. Ober- und Unterkessel haben gewölbte Böden, doppelte Rund- und dreifache Längsnähte; ihre Dampfräume stehen durch ein weites Rohr miteinander in Verbindung. Das Wasser wird zumeist durch das obere Speiseventil zugeführt, weshalb Unter- und Oberkessel durch ein Überlaufrohr verbunden sind. Der Unterkessel kann aber auch durch ein besonderes Ventil gespeist werden. Die Verbindungsrohre der Dampf- und Wasserräume gehen durch den gemeinschaftlichen Verbindungstutzen. Zur Entfernung der Ablagerungen (Flugasche) aus den Flammrohren dient ein Dampf-Flugaschenräumer. Die Heizgase ziehen durch die Flammrohre des Unterkessels, die Heizrohre des Oberkessels, umspülen den Mantel des Ober- und Unterkessels und entweichen sodann durch den Fuchs in den Schornstein.

Fig. 677.

Bei langsamer Verbrennung kann mit 1 qm Heizfläche etwa 13 kg Dampf in der Stunde erzeugt werden.

Die Kessel werden bis zu 300 qm Heizfläche und bis zu 10 atm, in mittleren Größen bis zu 12 atm Überdruck ausgeführt.

Der Fig. 680 und 681 ersichtliche Flammrohr- und Heizrohrkessel (Bauart Dupuis) der Firma Otto Hentschel in Grimma besteht aus einem vorderen liegenden Seitrohrkessel und einem dahinter angeordneten stehenden Heizrohrkessel mit 159 Rohren von 63 mm äußerem Durchmesser. Beide Kessel stehen durch einen in Wasserstandshöhe gelegenen und einen an tiefster Stelle angebrachten Stutzen miteinander in Verbindung.

Fig. 676.

Die Heizgase durchströmen das Flammrohr des Vorderkessels, umspülen dessen Mantel, dann denjenigen des stehenden Heizrohrkessels und ziehen durch die Rohre desselben in den Schornstein. Durch die Anordnung des Rohrbündels vor dem Dampfentnahmerohr soll der Dampf schwach überhitzt bezw. getrocknet werden. Der Kessel hat 99,1 qm wasserberührte Heizfläche.

f) Wasserrohrkessel.

Der grundsätzliche Unterschied der hierher gehörigen Kesselarten beruht in der Verbindung der Rohre miteinander. Diese kann durch

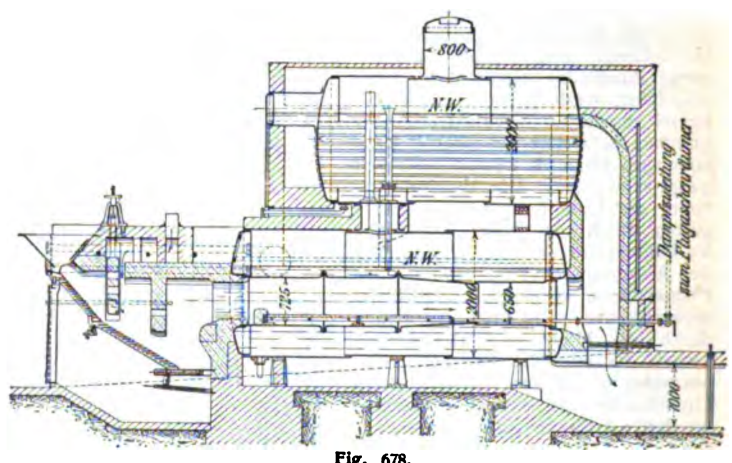


Fig. 678.

Kappen oder Krümmer oder durch gemeinsame Kammern, sog. Wasserkammern, erfolgen, wobei im letzteren Falle die Kammern entweder nur an einem Ende oder an beiden Enden der Rohre angeordnet sind.

Wasserrohrkessel mit Wasserkammern an beiden Enden der Rohre werden am häufigsten verwendet; sie kommen als Büttner-, Heine-, Humboldt-, Gehre-, Breda-, Simonis & Lanz-, Steinmüllerkessel u. s. w. in den Handel und werden zumeist noch mit einem oder zwei cylindrischen Oberkesseln von 1,0 bis 1,6 m Durchmesser ausgeführt.

Einen solchen, für 12 atm Überdruck gebauten sog. Schnellumlaufkessel der Firma Simonis & Lanz in Sachsenhausen bei Frankfurt a. M. zeigen Fig. 682 und 683. Der Kessel hat 247,5 qm wasserberührte Heizfläche und steht mit einem durch eine Klappe ausschaltbaren Überhitzer von 29,88 qm Heizfläche in Verbindung.

In die durch weite Stutzen mit den beiden Oberkesseln verbundenen Wasserkammern sind in 7 wagerechten Reihen 147 Rohre von 95 mm äußerem Durchmesser und 4800 mm Heizlänge eingewalzt, außerdem führen von der nach unten verlängerten hinteren Wasserkammer weitere 21 Rohre nach einem dem Rohrsystem vorgelagerten Sammler, der wiederum mit jedem Oberkessel durch einen Stutzen verbunden ist. Hierdurch wird, unabhängig von dem Umlaufstrom, der von der hinteren Wasserkammer durch das Rohrsystem geht, noch ein solcher nach dem Sammler bezw. dem Oberkessel durch die unterste Rohrreihe geschaffen. Diese der Einwirkung des Feuers am stärksten ausgesetzte Rohrreihe wird infolgedessen so außerordentlich gekühlt, daß nach Angabe der Erbauer

selbst bei einer durchschnittlichen Verdampfung von 30 kg/std auf 1 qm Heizfläche weder Verbiegungen noch Kesselsteinansatz darin vorkommen.

Die Oberkessel haben je 1200 mm inneren Durchmesser und 7000 mm Mantellänge; Längs- und Rundnähte sind doppelreihig genietet. Im Dampfdom jedes Kessels ist zum Zwecke der Wasserabscheidung ein cylindrischer Blechtopf mit mehreren Zwischenwänden untergebracht.



Fig. 679.

Der 2,3 m lange Rost wird durch zwei selbsttätige Beschickungsapparate bedient.

Derartige Kessel werden bis zu 350 qm Heizfläche und 15 atm Überdruck gebaut; sie können an Dampf auf 1 qm Heizfläche bei langsamer Verbrennung durchschnittlich 12 kg/std erzeugen.

Im Mittel kann für $H = 30$ bis 350 qm der Durchmesser des Oberkessels $d = \sqrt{\frac{H}{150}} + 0{,}4$ m bis $d = \sqrt{\frac{H}{200}} + 0{,}4$ m, die Länge der Rohre 4 bis 5 m genommen werden.

Einen Wasserrohrkessel mit **Kammer an nur einem Ende der Rohre** der **Düsseldorf-Ratinger Röhrenkessel-**

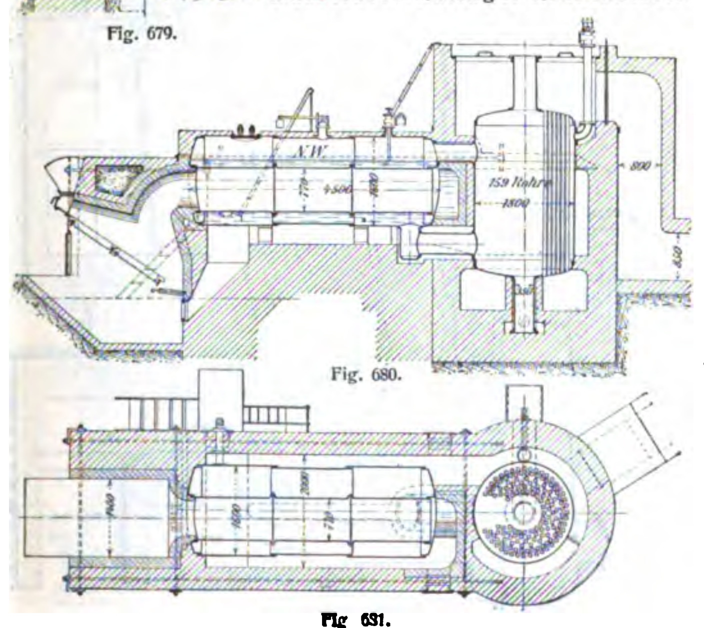


Fig. 680.

Fig. 681.

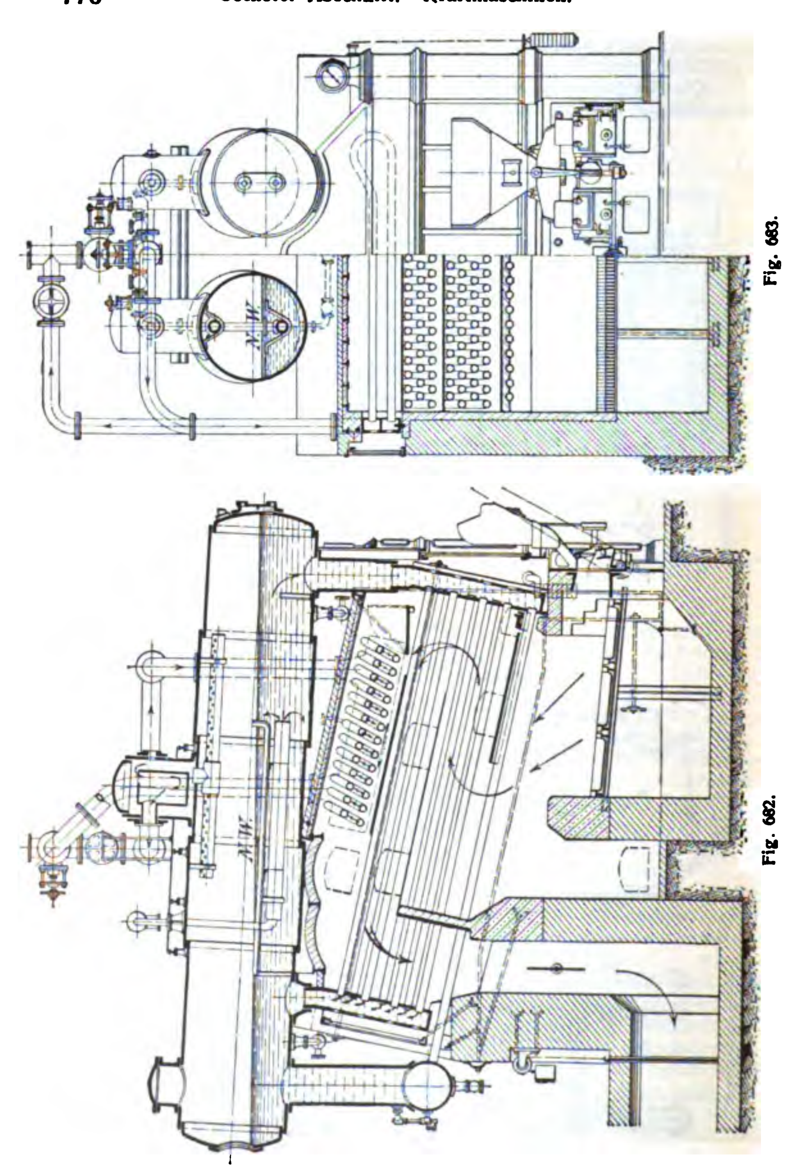


Fig. 683.

Fig. 682.

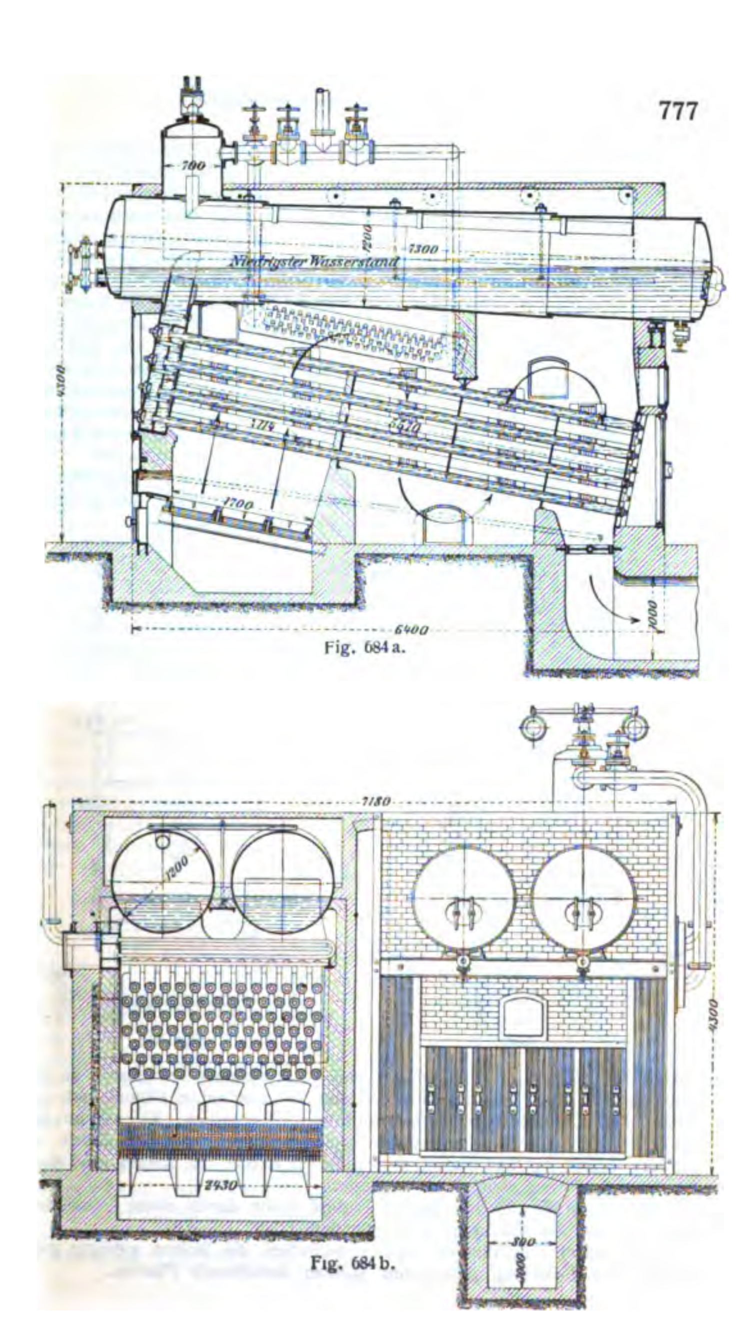


Fig. 684 a.

Fig. 684 b.

fabrik, vorm. Dürr & Co. in Ratingen bei Düsseldorf zeigen Fig. 684a und 684b. Der für 12 atm Überdruck gebaute Kessel von 196,7 qm wasserberührter Heizfläche hat eine Anzahl Doppelrohre, die am hinteren Ende ohne jede Verbindung sind und vorn in einer gemeinsamen Kammer münden, die durch eine Zwischenwand in zwei Teile zerlegt ist. Die äußeren geschweißten Rohre sind in der hinteren Wand der Kammer, die aus schwachem Schwarzblech gebogenen und längs gefalzten inneren Rohre in der leichten Zwischenwand der Kammer befestigt. Die mit der letzteren und außerdem noch unter sich durch einen Querstutzen miteinander verbundenen beiden Oberkessel sind an den hinteren Enden auf Kesselstühlen gelagert. Die die äußeren Rohre umspülenden Heizgase erwärmen das in ihnen

Fig. 685.

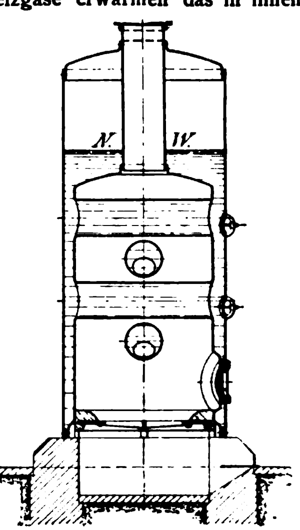


Fig. 686.

befindliche Wasser, so daß dieses, mit Dampfblasen vermischt, in den hinteren Teil der Wasserkammer, dann in den einen Oberkessel und durch den Querstutzen in den anderen Oberkessel, hierauf in den vorderen Teil der Wasserkammer gelangt, um schließlich durch die inneren Rohre zu den Enden der äußeren Rohre zu fließen und dann den Kreislauf von neuem zu beginnen.

Der vom Kessel kommende Dampf kann durch einen Überhitzer von 30,5 qm Heizfläche geleitet werden.

Zur guten Zugführung dienen zwischen die Rohre gelegte gußeiserne, aus U-förmig gebogenen Rohren bestehende Platten.

k) Zwergkessel.

Es sind dies kleine, zumeist nicht eingemauerte Kessel, die der Raumersparnis halber stehend gebaut und mit innerer Feuerung versehen werden. Hierher gehört u. a. der nach dem Erfinder benannte Fieldsche Kessel mit besonderer Feuerbüchse. In der Decke der letzteren hängen eine Anzahl an ihren unteren Enden geschlossene Rohre, die von den Heizgasen umspült werden. In diese Rohre sind engere, oben trichterförmig erweiterte und unten offene Rohre aus dünnem Blech eingesetzt, in denen das Wasser niedersinkt, um dann beim Durchgange durch die ringförmigen Zwischenräume beider Rohre zu verdampfen. Es findet hierbei ein sehr lebhafter Wasserumlauf statt, der nicht nur die Dampfbildung verstärkt, sondern auch das Ansetzen von Kesselstein in den Rohren bis zu einem gewissen Grade verhindert.

In größeren Abmessungen, und gewissermaßen den Übergang von Kesseln mit größerem Wasserraum zu den Zwergkesseln bildend, finden stehende Feuerbüchsenkessel mit senkrecht oder wagerecht angeordneten Heiz- bezw. Wasserrohren Verwendung.

Fig. 685 zeigt einen Heizrohrkessel, dessen Grundfläche für 1 qm Heizfläche etwa 0,065 bis 0,1 qm beträgt. Die Rohre sind einerseits in der Feuerbüchsdecke, anderseits in der oberen Bodenplatte eingezogen und umgebördelt; sie lassen sich nach Abnahme der Rauchkammerdecke bequem reinigen, wohingegen die Reinigung des Wasserraumes — insbesondere der in diesem liegenden Feuerbüchsdecke — unbequem ist.

Der in Fig. 686 dargestellte Wasserrohrkessel (Lachapelle-Kessel) besitzt vier (zuweilen nur zwei oder drei) mit der Feuerbüchse durch Schweißung verbundene Quersieder von etwa 200 bis 400 mm Durchmesser; um dieselben reinigen zu können, sind im äußeren Kesselmantel besondere Verschlüsse angebracht. An die Stelle jedes Quersieders wird auch zuweilen ein Rohrbündel von fünf etwa 60 bis 70 mm weiten Rohren gesetzt, die dann durch Auswalzen und Verstemmen in der Feuerbüchse befestigt werden.

C. Material der Dampfkessel.

Je nachdem die Bleche, aus denen ein Kessel zusammengesetzt ist, aus Schweißeisen oder aus Flußeisen bestehen, erhalten sie entsprechende Qualitätsbezeichnungen. Die aus Schweißeisen gefertigten Kesselbleche werden, wenn sie in die Nähe des Feuerraumes zu liegen kommen oder gebördelt oder gekrempelt werden, als Feuer- bezw. als Bördelbleche bezeichnet. Die anderen Teile der Kesselwandung dürfen aus Mantelblech gefertigt werden.

Nach den Grundsätzen für die Prüfung von Schweiß- und Flußeisen zum Bau von Dampfkesseln (Würzburger Normen 1905) sind nachstehende Wertziffern für die Zugfestigkeit (in kg/qmm), die Dehnung und die sog. Gütezahl (Summe von Zugfestigkeit und Dehnung) für die aus Schweißeisen gefertigten Kesselbleche vorgeschrieben.

	Geringste Zugfestigkeit in kg/qmm		Geringste Dehnung	
	Langfaser	Querfaser	Langfaser	Querfaser
Feuerblech	36	34	20 %	15 %
Bördelblech	35	33	15 %	12 %

Die Zugfestigkeit darf bei keinem Bleche 40 kg/mm überschreiten[1]).

Für die aus Flußeisen gefertigten Kesselbleche sind nachstehende Wertziffern vorgeschrieben.

	Zugfestigkeit in kg/qmm	Dehnung	Gütezahl
	Lang- und Querfaser	Lang- und Querfaser	Lang- und Querfaser
Feuerblech	34 bis 40	mindestens 25 %	mindestens 62
Mantelblech	bis 50[2])		

Für die Dehnung des Mantelbleches bei verschiedenen Zugfestigkeiten gelten die in der folgenden Tabelle enthaltenen Werte.

Festigkeit in kg/qmm	50 bis 47		46	45	44	43	42	41
Dehnung in %	20,0		20,5	21,0	21,5	22,0	22,5	23,0
Festigkeit in kg/qmm	40	39	38	37	36	35	34	—
Dehnung in %	23,5	24,0	24,5	25,0	25,5	26,0	26,5	

Aus Mantelblech dürfen nur solche Teile des Kesselmantels gefertigt werden, die mit den Feuergasen nicht in Berührung kommen.

D. Berechnung der Blechstärken der Dampfkessel auf Grund der Hamburger Normen 1905.

a) Cylindrische Dampfkesselwandungen mit innerem Überdrucke.

Die Wandstärken s (in mm) neuer Dampfkessel sind so zu bemessen, daß (bei dem höchsten Betriebsüberdrucke) die Zugspannung des Bleches an der schwächsten Stelle nicht mehr als $\frac{1}{x}$ der Zugfestigkeit K_z beträgt.

[1]) Bleche über 25 mm Dicke pflegen weniger Zugfestigkeit zu haben, als aus demselben Material gefertigte Bleche unter 25 mm Dicke, und zwar rechnet man, daß auf je 2 mm Vergrößerung der Blechdicke die Festigkeit um 0,5 kg/mm abnimmt. Demgemäß wird man bei Verwendung von Blechen über 25 mm Dicke zu erwägen haben, ob Feuerblech an Stelle von Bördelblech zu nehmen ist.

[2]) Aus Konstruktionsrücksichten kann ausnahmsweise auch ein Material von höherer Festigkeit, jedoch mit mindestens 20 % Dehnung zugelassen werden.

Die von der Art und von der Herstellung der Nietnaht abhängigen Werte für den Sicherheitsgrad x sind S. 87 zu entnehmen.

Bezeichnet noch

p den größten Betriebsüberdruck in atm,
D den inneren Durchmesser des Kessels in mm,
K_z die Zugfestigkeit des Materials in kg/qmm (s. vorstehend),
φ das Verhältnis der Mindestfestigkeit der Längsnaht zur Zugfestigkeit des vollen Bleches,

so kann gesetzt werden (vergl. S. 90)

$$s = D\frac{p x}{200 K_z \varphi} + 1 \text{ oder } p = K_z \frac{200\,\varphi\,(s-1)}{D x}.$$

Die Blechdicke darf indessen nicht geringer als 7 mm genommen werden; nur bei kleinen Kesseln sind allenfalls dünnere Bleche zulässig.

Für φ kann bei Dampfkesselmänteln mit überlappten oder mit einseitig gelaschten Längsnähten bei ein-, zwei- und dreireihiger Vernietung derselben gesetzt werden bezw. $\varphi = 0{,}56$, 0,70 und 0,75.

Die Festigkeit gut und mittels Überlappung geschweißter Nähte kann zu 0,7 der Festigkeit des vollen Bleches in Rechnung gesetzt werden.

Rechnungsvorgang. Es wird unter Annahme einer bestimmten Längsnietung s gewählt, dann die Nietstärke d bezw. $\frac{d^2\pi}{4}$, die Teilung t und hierauf untersucht, ob die zulässige Belastung der Niete für 1 qcm Querschnitt derselben nicht überschritten wird (vergl. „Dampfkesselnietungen“, S. 87 u. ff.).

b) Dampfkessel-Flammrohre mit äußerem Überdrucke.

Bezeichnet

d den inneren Durchmesser des Flammrohres in mm,
l die Länge des Flammrohres oder die größte Entfernung der wirksamen Versteifungen voneinander in mm — als wirksame Versteifungen gelten neben den Stirnplatten vorzugsweise Flanschverbindung der einzelnen Flammrohrschüsse mit zwischengelegtem Flacheisenring (s. Fig. 657 und 658), Quersieder (Galloway-Rohre [s. Oberkessel in Fig. 673 und 674]) u. a. —,

dann kann nach C. v. Bach für die Blechdicke (in mm)

$$s = \frac{p d}{2400}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p}\frac{l}{l+d}}\right) + c$$

gesetzt werden, worin

$a = 100$ für Rohre mit überlappter Längsnaht
$a = 80$ „ „ „ gelaschter oder geschweißter Längsnaht
} bei liegenden Flammrohren,

$a = 70$ für Rohre mit überlappter Längsnaht
$a = 50$ „ „ „ gelaschter oder geschweißter Längsnaht } bei stehenden Flammrohren;
$c = 2$ mm für Landkessel,
$c = \frac{l-d}{500}$ für Schiffskessel

bedeutet, jedoch mit entsprechenden Abrundungen.

Die Länge l derjenigen Rohrstrecken, die von Quersiedern durchdrungen werden, kann man wie folgt annehmen:

bei der Rohrstrecke a (Fig. 687)

$$l = l_1 + 0{,}5\, l_2, \text{ sofern } l_1 \text{ die größere Strecke,}$$

bei der Rohrstrecke b

$l = l_1 + l_2$, sofern l_1 größer als l_2, andernfalls tritt l_3 an die Stelle von l_1,

bei der Rohrstrecke c (Fig. 688)

$$l = l_1 + l_2,$$

bei der Rohrstrecke d

$$l = l_2 + l_3, \text{ bezw. } l = l_3 + l_4.$$

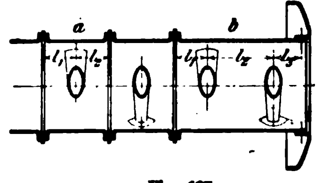


Fig. 687.

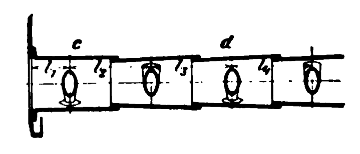


Fig. 688.

Sind mit Rücksicht auf die Größe, die Befestigungsweise, den Durchdringungsort des Querrohres u. s. w. Zweifel vorhanden, ob dasselbe in ausreichendem Maße versteifend einwirkt, so ist zu empfehlen, für l die volle Länge einzusetzen, also von einer rechnungsmäßigen Berücksichtigung der versteifenden Wirkung der Querrohre abzusehen.

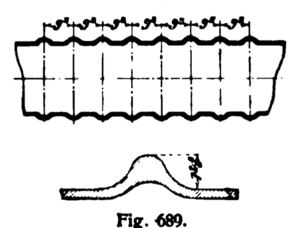


Fig. 689.

Wellrohre (nach Fox und nach Morison, s. Fig. 661 und 662) und gerippte Rohre (Fig. 689), letztere mit 9″ engl. Rippenentfernungen sind nach $s = \frac{p\,d}{1200} + 2$ zu berechnen, worin d den größten inneren Flammrohrdurchmesser bedeutet.

Auch hier ist die Blechdicke $s \geq 7$ mm zu nehmen.

c) Blechdicken ebener Wandungen.

1. Ebene Platten.

α) Die folgenden Formeln geben Werte, welche bewährten praktischen Ausführungen entsprechen.

$$s = c\sqrt{p\,(a^2 + b^2)};$$

hierin bedeutet:

- s die Blechdicke in mm,
- p der größte Betriebsüberdruck in atm,
- a den Abstand der Stehbolzen oder Anker innerhalb einer Reihe voneinander in mm,
- b den Abstand der Stehbolzen- oder Ankerreihen voneinander in mm,
- K_z die Zugfestigkeit des Materials in kg/qmm,
- $c = 0{,}017$, wenn die Stehbolzen oder Anker in die Platten eingeschraubt oder vernietet sind und letztere von den Heizgasen und vom Wasser berührt werden;
- $c = 0{,}015$, wenn solche Platten nicht von den Heizgasen berührt werden;
- $c = 0{,}0155$, wenn die Stehbolzen oder Anker in die Platten eingeschraubt und außen mit Muttern oder gedrehten Köpfen versehen sind, und die Platten von den Heizgasen und vom Wasser berührt werden;
- $c = 0{,}0135$, wenn solche Platten nicht von den Heizgasen berührt werden;
- $c = 0{,}014$, wenn die Platten durch Ankerröhren versteift sind.

β) Bei Platten, deren Anker mit Muttern und Unterlegscheiben versehen sind, ist

- $c = 0{,}0130$, sofern der Durchmesser der äußeren Unterlegscheibe $^2/_5$ der Ankerentfernung und die Scheibendicke $^2/_3$ der Plattendicke;
- $c = 0{,}012$, sofern der Durchmesser der äußeren Unterlegscheibe $^3/_5$ der Ankerentfernung und die Scheibendicke $^5/_6$ der Plattendicke;
- $c = 0{,}011$, sofern der Durchmesser der äußeren Unterlegscheibe $^4/_5$ der Ankerentfernung, auch diese mit der Platte vernietet und die Scheibendicke gleich der Plattendicke ist, und die Platten nicht vom Feuer berührt sind.

Werden sie dagegen auf der einen Seite von den Heizgasen, auf der anderen Seite vom Dampf berührt, dann sind sie, falls sie nicht durch Flammbleche geschützt werden, um $^1/_{10}$ stärker zu nehmen als die Rechnung ergibt.

γ) Bei Platten, welche nicht durch Stehbolzen oder Längsanker, sondern durch Eckanker oder sonstwie versteift sind, ist

$c = 0{,}013$, sofern die Platten nicht von den Heizgasen berührt;
$c = 0{,}014$, sofern sie einerseits von den Heizgasen, anderseits vom Dampf berührt werden.

2. Gekrempte flache Böden.

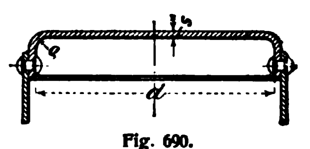


Fig. 690.

Bedeutung von s, p und K_z s. vorst. unter 1.; ist außerdem in Fig. 690

d der innere Durchmesser des Bodens in mm,
ρ der innere Wölbungshalbmesser der Krempe in mm,

so ist nach C. v. Bach

$$s = \sqrt{\frac{3}{800}\frac{p}{K_z}}\left[d - \rho\left(1 + \frac{2\rho}{d}\right)\right] \text{ oder } p = \frac{800}{3} K_z \left[\frac{s}{d - \rho\left(1 + \frac{2\rho}{d}\right)}\right]^2.$$

d) Blechdicken gewölbter voller Böden ohne Verankerung.

Wirkt der Druck im Innern der Wölbung, und ist

s die Blechdicke in mm,
p der größte Betriebsüberdruck in atm,
R der Halbmesser der mittleren Wölbung in mm,
k_z die zulässige Beanspruchung des Bleches in kg/qmm, und zwar

k_z bis zu 5 kg/qmm für Schweißeisen,
" " 6,5 " " Flußeisen,
" " 4 " " Kupfer,

sofern die Dampftemperatur 200° C nicht überschreitet, so ergibt sich

$$s = \frac{pR}{200\,k_z} \text{ oder } p = \frac{200\,s\,k_z}{R}.$$ [1]

Ausschnitte in der Kesselwandung, wie sie für Mannlöcher, Dampfdome, Putzöffnungen u. s. w. nötig werden, schwächen die Wand

[1]) Die Werte k_z gelten unter der Voraussetzung, daß der Krempungshalbmesser eine solche Größe besitzt, wie erforderlich ist, damit der Übergang von dem cylindrischen Teil am Umfang des Bodens in den gewölbten mittleren Teil ausreichend allmählich stattfindet.

und können bei größeren Abmessungen ein Reißen des Bleches hervorbringen. Um diesem zu begegnen, ist die entstandene Schwächung der Wand durch Aufnieten eines Verstärkungsringes wieder auszugleichen.

E. Allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln.

(Erlaß des Bundesrates auf Grund des § 24 der Reichs-Gewerbeordnung, gemäß Bekanntmachung des Reichskanzlers vom 5 August 1890.)

I. Bau der Dampfkessel.

§ 1. Die vom Feuer berührten Wandungen der Dampfkessel, der Feuerröhren und der Siederöhren dürfen nicht aus Gußeisen hergestellt werden, sofern deren lichte Weite bei cylindrischer Gestalt 25 cm, bei Kugelgestalt 30 cm übersteigt.

Die Verwendung von Messingblech ist nur für Feuerröhren, deren lichte Weite 10 cm nicht übersteigt, gestattet.

§ 2. Die um oder durch einen Dampfkessel gehenden Feuerzüge müssen an ihrer höchsten Stelle in einem Abstande von mindestens 10 cm unter dem festgesetzten niedrigsten Wasserspiegel des Kessels liegen. Dieser Minimalabstand muß für Kessel auf Fluß- und Landseeschiffen bei einem Neigungswinkel der Schiffsbreite gegen die Horizontalebene von 4 Grad, für Kessel auf Seeschiffen bei einem Neigungswinkel von 8 Grad noch gewahrt sein.

Diese Bestimmungen finden keine Anwendung auf Dampfkessel, welche aus Siederöhren von weniger als 10 cm Weite bestehen, sowie auf solche Feuerzüge, in welchen ein Erglühen des mit dem Dampfraume in Berührung stehenden Teiles der Wandungen nicht zu befürchten ist. — Die Gefahr des Erglühens ist in der Regel als ausgeschlossen zu betrachten, wenn die vom Wasser bespülte Kesselfläche, welche von dem Feuer vor Erreichung der vom Dampfe bespülten Kesselfläche bestrichen wird, bei natürlichem Luftzuge mindestens zwanzigmal, bei künstlichem Luftzuge mindestens vierzigmal so groß ist als die Fläche des Feuerrostes.

II. Ausrüstung der Dampfkessel.

§ 3. An jedem Dampfkessel muß ein Speiseventil angebracht sein, welches bei Abstellung der Speisevorrichtung durch den Druck des Kesselwassers geschlossen wird.

§ 4. Jeder Dampfkessel muß mit zwei zuverlässigen Vorrichtungen zur Speisung versehen sein, welche nicht von derselben Betriebsvorrichtung abhängig sind, und von denen jede für sich imstande ist, dem Kessel die zur Speisung erforderliche Wassermenge zuzuführen. Mehrere zu einem Betriebe vereinigte Dampfkessel werden hierbei als ein Kessel angesehen.

§ 5. Jeder Dampfkessel muß mit einem Wasserstandsglase und mit einer zweiten geeigneten Vorrichtung zur Erkennung seines Wasserstandes versehen sein. Jede dieser Vorrichtungen muß eine gesonderte Verbindung mit dem Inneren des Kessels haben, es sei denn,

daß die gemeinschaftliche Verbindung durch ein Rohr von mindestens 60 qcm lichtem Querschnitt hergestellt ist.

§ 6. Werden Probierhähne zur Anwendung gebracht, so ist der unterste derselben in der Ebene des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes anzubringen. Alle Probierhähne müssen so eingerichtet sein, daß man behufs Entfernung von Kesselstein in gerader Richtung hindurchstoßen kann.

§ 7. Der für den Dampfkessel festgesetzte niedrigste Wasserstand ist an dem Wasserstandsglase sowie an der Kesselwandung oder dem Kesselmauerwerke durch eine in die Augen fallende Marke zu bezeichnen. — An der Außenwand jedes Dampfschiffskessels ist die Lage der höchsten Feuerzüge nach der Richtung der Schiffsbreite in leicht erkennbarer, dauerhafter Weise kenntlich zu machen; ferner sind an derselben zwei Wasserstandsgläser in einer zur Längsrichtung des Schiffes normalen Ebene, in gleicher Höhe, symmetrisch zur Kesselmitte und möglichst weit von ihr nach rechts und links abstehend, anzubringen. Durch das hierdurch bei Dampfschiffskesseln geforderte zweite Wasserstandsglas wird die im § 5 angeordnete zweite Vorrichtung zur Erkennung des Wasserstandes nicht entbehrlich gemacht.

§ 8. Jeder Dampfkessel muß mit wenigstens einem zuverlässigen Sicherheitsventil versehen sein.

Wenn mehrere Kessel einen gemeinsamen Dampfsammler haben, von welchem sie nicht einzeln abgesperrt werden können, so genügen für dieselben zwei Sicherheitsventile.

Dampfschiffs-, Lokomobil- und Lokomotivkessel müssen immer mindestens zwei Sicherheitsventile haben. Bei Dampfschiffskesseln, mit Ausschluß derjenigen auf Seeschiffen, ist dem einen Ventil eine solche Stellung zu geben, daß die vorgeschriebene Belastung vom Verdeck aus mit Leichtigkeit untersucht werden kann.

Die Sicherheitsventile müssen jederzeit gelüftet werden können. Sie sind höchstens so zu belasten, daß sie bei Eintritt der für den Kessel festgesetzten höchsten Dampfspannung den Dampf entweichen lassen.

§ 9. An jedem Dampfkessel muß ein zuverlässiges Manometer angebracht sein, an welchem die festgesetzte höchste Dampfspannung durch eine in die Augen fallende Marke zu bezeichnen ist.

An Dampfschiffskesseln müssen zwei dergleichen Manometer angebracht werden, von denen sich das eine im Gesichtskreise des Kesselwärters, das andere (mit Ausnahme der Seeschiffe) auf dem Verdeck an einer für die Beobachtung bequemen Stelle befindet. Sind auf einem Dampfschiffe mehrere Kessel vorhanden, deren Dampfräume miteinander in Verbindung stehen, so genügt es, wenn außer den an den einzelnen Kesseln befindlichen Manometern auf dem Verdeck ein Manometer angebracht ist.

§ 10. An jedem Dampfkessel muß die festgesetzte höchste Dampfspannung, der Name des Fabrikanten, die laufende Fabriknummer und das Jahr der Anfertigung, bei Dampfschiffskesseln außerdem die Maßziffer des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes auf eine leicht erkennbare und dauerhafte Weise angegeben sein.

Diese Angaben sind auf einem metallenen Schilde (Fabrikschild) anzubringen, welches mit Kupfernieten so am Kessel befestigt ist, daß es auch nach der Ummantelung oder Einmauerung des letzteren sichtbar bleibt.

III. Prüfung der Dampfkessel.

§ 11. Jeder neu aufzustellende Dampfkessel muß nach seiner letzten Zusammensetzung vor der Einmauerung oder Ummantelung unter Verschluß sämtlicher Öffnungen mit Wasserdruck geprüft werden (Druckprobe).

Die Prüfung erfolgt bei Dampfkesseln, welche für eine Dampfspannung von nicht mehr als 5 atm Überdruck bestimmt sind, mit dem zweifachen Betrage des beabsichtigten Überdruckes, bei allen übrigen Dampfkesseln mit einem Drucke, welcher den beabsichtigten Überdruck um 5 atm übersteigt. Unter Atmosphärendruck wird ein Druck von 1 kg/qcm verstanden.

Die Kesselwandungen müssen dem Probedrucke widerstehen, ohne eine bleibende Veränderung ihrer Form zu zeigen und ohne undicht zu werden. Sie sind für undicht zu erachten, wenn das Wasser bei dem höchsten Drucke in anderer Form als der von Nebel oder feinen Perlen durch die Fugen dringt.

Nachdem die Prüfung mit befriedigendem Erfolge stattgefunden hat, sind von dem Beamten oder staatlich ermächtigten Sachverständigen, welcher dieselbe vorgenommen hat, die Niete, mit welchen das Fabrikschild am Kessel befestigt ist (§ 10), mit einem Stempel zu versehen. Dieser ist in der über die Prüfung aufzunehmenden Verhandlung (Prüfungszeugnis) zum Abdruck zu bringen.

§ 12. Wenn Dampfkessel eine Ausbesserung in der Kesselfabrik erfahren haben, oder wenn sie behufs der Ausbesserung an der Betriebsstätte ganz bloßgelegt worden sind, so müssen sie in gleicher Weise, wie neu aufzustellende Kessel, der Prüfung mittels Wasserdruckes unterworfen werden.

Wenn bei Kesseln mit innerem Feuerrohre ein solches Rohr und bei den nach Art der Lokomotivkessel gebauten Kesseln die Feuerbüchse behufs Ausbesserung oder Erneuerung herausgenommen, oder wenn bei cylindrischen und Siedekesseln eine oder mehrere Platten neu eingezogen werden, so ist nach der Ausbesserung oder Erneuerung ebenfalls die Prüfung mittels Wasserdruckes vorzunehmen. Der völligen Bloßlegung des Kessels bedarf es hier nicht.

§ 13. Prüfungsmanometer. Der bei der Prüfung ausgeübte Druck darf nur durch ein genügend hohes offenes Quecksilbermanometer oder durch das von dem prüfenden Beamten geführte amtliche Manometer festgestellt werden.

An jedem Dampfkessel muß sich eine Einrichtung befinden, welche dem prüfenden Beamten die Anbringung des amtlichen Manometers gestattet.

IV. Aufstellung der Dampfkessel.

§ 14. Aufstellungsort. Dampfkessel, welche für mehr als sechs Atmosphären Überdruck bestimmt sind, und solche, bei welchen das Produkt aus der feuerberührten Fläche in Quadratmeter und der

Dampfspannung in Atmosphären Überdruck mehr als dreißig beträgt, dürfen unter Räumen, in welchen Menschen sich aufzuhalten pflegen, nicht aufgestellt werden. Innerhalb solcher Räume ist ihre Aufstellung unzulässig, wenn dieselben überwölbt oder mit fester Balkendecke versehen sind.

An jedem Dampfkessel, welcher unter Räumen, in welchen Menschen sich aufzuhalten pflegen, aufgestellt wird, muß die Feuerung so eingerichtet sein, daß die Einwirkung des Feuers auf den Kessel sofort gehemmt werden kann.

Dampfkessel, welche aus Siederöhren von weniger als 10 cm Weite bestehen, und solche, welche in Bergwerken unterirdisch oder in Schiffen aufgestellt werden, unterliegen diesen Bestimmungen nicht.

§ 15. Kesselmauerung. Zwischen dem Mauerwerke, welches den Feuerraum und die Feuerzüge feststehender Dampfkessel einschließt, und den dasselbe umgebenden Wänden muß ein Zwischenraum von mindestens 8 cm verbleiben, welcher oben abgedeckt und an den Enden verschlossen werden darf.

V. Bewegliche Dampfkessel (Lokomobilen)[1].

§ 16. Bei jedem Dampfentwickler, welcher als beweglicher Dampfkessel (Lokomobile) zum Betrieb an wechselnden Betriebsstätten benutzt werden soll, müssen sich befinden:

1. Eine Ausfertigung der Urkunde über seine Genehmigung (Genehmigungsurkunde), welche die Angaben des Fabrikschildes (§ 10) enthält und mit einer Beschreibung und maßstäblichen Zeichnung, dem Prüfungszeugnis (§ 11 Abs. 4), der im § 24 Abs. 3 der Gewerbeordnung vorgeschriebenen Bescheinigung und einem Vermerke über die zulässige Belastung der Sicherheitsventile verbunden ist.

2. Ein Revisionsbuch, welches die Angaben des Fabrikschildes (§ 10) enthält. Die Bescheinigungen über die Vornahme der im § 12 vorgeschriebenen Prüfungen und der periodischen Untersuchungen müssen in das Revisionsbuch eingetragen oder demselben beigefügt sein.

Die Genehmigungsurkunde und das Revisionsbuch sind an der Betriebstätte des Kessels aufzubewahren und jedem zur Aufsicht zuständigen Beamten oder Sachverständigen auf Verlangen vorzulegen.

§ 17. Als bewegliche Dampfkessel dürfen nur solche Dampfentwickler betrieben werden, zu deren Aufstellung und Inbetriebnahme die Herstellung von Mauerwerk, welches den Kessel umgibt, nicht erforderlich ist.

§ 18. Die Bestimmungen der §§ 16 und 17 treten außer Anwendung, wenn ein beweglicher Dampfkessel an einem Betriebsorte zu dauernder Benutzung aufgestellt wird.

VI. Dampfschiffskessel.

§ 19. Die Bestimmungen des § 16 finden auf jeden mit einem Schiffe dauernd verbundenen Dampfkessel (Dampfschiffskessel) mit der

[1]) Laut Erlaß des preußischen Ministers der öffentlichen Arbeiten vom Oktober 1891 sind die Kessel von Schiebebühnen, fahrbaren Dampfkranen, Heizwagen für Personenzüge, Hilfsdampferzeuger für Wasserstationen (vorübergehend) als bewegliche Dampfkessel anzusehen.

Maßgabe Anwendung, daß die vorgeschriebene maßstäbliche Zeichnung sich auf den Schiffsteil, in welchem der Kessel eingebaut oder aufgestellt ist, zu erstrecken hat.

VII. Allgemeine Bestimmungen.

§ 20. Wenn Dampfkesselanlagen, die sich zurzeit bereits im Betriebe befinden und den vorstehenden Bestimmungen aber nicht entsprechen, eine Veränderung der Betriebsstätte erfahren sollen, so kann bei deren Genehmigung eine Abänderung in dem Bau der Kessel nach Maßgabe der §§ 1 und 2 nicht gefordert werden. Im übrigen finden die vorstehenden Bestimmungen auch für solche Fälle Anwendung.

§ 21. Die Centralbehörden der einzelnen Bundesstaaten sind befugt, in einzelnen Fällen von der Beachtung der vorstehenden Bestimmungen zu entbinden.

§ 22. Die vorstehenden Bestimmungen finden keine Anwendung: 1. auf Kochgefäße, in welchen mittels Dampfes, der einem anderweitigen Dampfentwickler entnommen ist, gekocht wird; 2. auf Dampfüberhitzer oder Behälter, in welchen Dampf, der einem anderweitigen Dampfentwickler entnommen ist, durch Einwirkung von Feuer besonders erhitzt wird; 3. auf Kochkessel, in welchen Dampf aus Wasser durch Einwirkung von Feuer erzeugt wird, wofern dieselben mit der Atmosphäre durch ein unverschließbares, in den Wasserraum hinabreichendes Standrohr von nicht über 5 m Höhe und mindestens 8 cm Weite oder durch eine andere von der Centralbehörde des Bundesstaates genehmigte Sicherheitsvorrichtung verbunden sind.

§ 23. In bezug auf die Kessel der Eisenbahnlokomotiven gelten die Bestimmungen der Betriebsordnung für die Haupteisenbahnen Deutschlands, sowie die der Bahnordnung für die Nebeneisenbahnen Deutschlands.

F. Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen,

aufgestellt vom Vereine deutscher Ingenieure, dem Internationalen Verbande der Dampfkessel-Überwachungsvereine und dem Vereine deutscher Maschinenbauanstalten im Jahre 1899.

Einleitung.

Die folgende Zusammenstellung hat den Zweck, für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen Normen von allgemeiner Gültigkeit zu schaffen.

Es ist wünschenswert, durch Angabe der wichtigsten Verhältnisse der untersuchten Anlagen und der Umstände, unter denen die Ergebnisse erzielt worden sind, dahin zu wirken, daß diese Ergebnisse nicht nur für den einzelnen Fall benutzt werden können, sondern auch allgemeinen Wert erhalten. Zu dem Zwecke ist es erforderlich, daß alle Angaben einheitlich nach Maßgabe der nachfolgenden Bestimmungen gemacht werden.

Mit der Ausführung derartiger Untersuchungen sind nur solche Personen zu beauftragen, welche die hierzu erforderliche Sachkenntnis und Übung besitzen. Sie sollen mit Beachtung des jeweiligen Zweckes, der es in vielen Fällen nicht erfordern wird, daß die hier betrachteten Untersuchungen sämtlich durchgeführt werden, einen Versuchsplan aufstellen, die zur Untersuchung dienenden Vorrichtungen auf ihre Brauchbarkeit prüfen und die Ergebnisse zusammenstellen[1]. Ihren Arbeiten sind die folgenden Bestimmungen mit sinngemäßer Anwendung und Auswahl für den einzelnen Fall zugrunde zu legen.

I. Allgemeine Bestimmungen.

α) Gegenstand der Untersuchungen.

1. Gegenstand der Untersuchung einer Dampfkessselanlage kann sein:
   a) die Menge des stündlich auf 1 qm Heizfläche erzeugten Dampfes;
   b) die Verdampfungszahl, d. h. die Anzahl der Kilogramme Wasser von bestimmter Temperatur, die durch 1 kg näher bezeichneten Brennstoffes in Dampf von gewisser Spannung und Temperatur verwandelt werden (Brennstoffverbrauch);
   c) der Wirkungsgrad der Dampfkesselanlage, d. h. das Verhältnis der an den Inhalt des Dampfkessels abgegebenen Wärmemenge zu dem Heizwerte des verbrauchten Brennstoffes;
   d) die einzelnen in der Dampfkesselanlage stattfindenden Wärmeverluste.
   e) die Schwankungen der Umlaufzahlen bei wechselnder Belastung.

   Bemerkung. Bei Überhitzern und Vorwärmern, welche keinen Bestandteil des zu untersuchenden Dampfkessels bilden, jedoch von derselben Wärmequelle geheizt werden, sind auch deren Leistungen festzustellen, jedoch getrennt von denen des Dampfkessels.

2. Gegenstand der Untersuchung einer Dampfmaschine kann sein:
   a) die indizierte Arbeit und die Nutzarbeit;
   b) der mechanische Wirkungsgrad, d h. das Verhältnis der Nutzarbeit zur indizierten Arbeit;
   c) der Dampfverbrauch für 1 Pferdestärken-Stunde (1 PS/std);
   d) der Wärmewert des für 1 PS/std verbrauchten Dampfes;

   Bemerkung. Sollen Dampfkessel und Dampfmaschinen nicht bloß in bezug auf ihre Leistung, sondern auch nach anderen Richtungen beurteilt werden, so ist die Anlage in ihren einzelnen Teilen einer besonderen Durchsicht zu unterwerfen. Die Rücksichten auf Dauerhaftigkeit und Betriebssicherheit bestimmen in erster Linie den hierbei anzulegenden Maßstab. Bei Dampfmaschinen ist überdies dem Ölverbrauch Beachtung zu schenken.

---

[1] Zu diesem Zwecke werden die den Normen beigefügten Vordrucke zur Anwendung empfohlen.

β) Zahl und Dauer der Untersuchungen; zulässige Schwankungen.

3. Zahl und Dauer der Versuche haben sich nach dem Zwecke der Untersuchung zu richten und sind unter Berücksichtigung der Anlage- und Betriebsverhältnisse — bei Versuchen von besonderer Wichtigkeit, deren Ergebnisse z. B. für die Abnahme, für Abzüge oder Prämien maßgebend sind, auch nach der Bedeutung des damit verknüpften Interesses — gemäß Nr. 4 bis 6 zu bemessen und vorher zu vereinbaren.

4. Um die zu untersuchende Anlage im Betriebe kennen zu lernen, die zur Verwendung kommenden Vorrichtungen zu prüfen und die Beobachter und Hilfskräfte anzuweisen, empfiehlt es sich, Versuche anzustellen.

5. Für Untersuchungen von besonderer Wichtigkeit sind mindestens zwei Versuche hintereinander auszuführen, die nur dann als gültig erachtet werden, wenn sie nicht durch Störungen unterbrochen worden sind, und wenn ihre Ergebnisse nicht um mehr voneinander abweichen, als unvermeidlichen Beobachtungsfehlern zugeschrieben werden darf. Aus den Versuchen mit annähernd gleichen Ergebnissen wird der Mittelwert als endgültig angenommen.

6. Handelt es sich um die Ermittelung des Brennstoffverbrauches, so ist ein Versuch von mindestens 10 stündiger Dauer, handelt es sich um die Menge des erzeugten oder verbrauchten Dampfes, so ist ein Versuch von mindestens 8 stündiger Dauer zu machen.

Eine kürzere Dauer — beim Brennstoffverbrauch von mindestens 8, beim Dampfverbrauch von mindestens 6 std — ist zulässig, wenn die zu untersuchende Anlage durchaus gleichmäßig beansprucht wird.

Wird die Menge des erzeugten oder verbrauchten Dampfes durch Oberflächenkondensation festgestellt, so genügt ein kürzerer Versuch, dessen Dauer nach den Schwankungen des Betriebes zu bemessen ist.

Soll lediglich der mechanische Wirkungsgrad einer Dampfmaschine festgestellt werden, so genügen Versuche von kurzer Dauer.

Bei den vorstehenden Zeitangaben ist vorausgesetzt, daß keine Unterbrechung oder Störung des Versuches stattfindet.

7. Wie weit von der zugesagten Leistung abgewichen werden darf, ohne die Zusage als verletzt erscheinen zu lassen, ist vor den Versuchen (sei es im Lieferungsvertrage, sei es bei Aufstellung des Versuchsplanes) zu vereinbaren. Ist keine andere Vereinbarung getroffen, so gilt die Zusage noch als erfüllt, wenn die durch den Versuch ermittelte Zahl um nicht mehr als 5 % ungünstiger ist als die zugesicherte Zahl. Innerhalb derselben Grenzen muß der zugesicherte Verbrauch an Brennstoff oder Dampf auch dann noch innegehalten werden, wenn bei Schwankungen während des Versuches die Belastung der Dampfmaschine im Mittel während des ganzen Versuches um nicht mehr als ± 75 %, im einzelnen in der Regel um nicht mehr als ± 15 % von der dem zugesicherten Brennstoff- oder Dampfverbrauch zugrunde gelegten Beanspruchung oder Belastung abgewichen ist.

Sind größere Schwankungen im einzelnen aufgetreten, so soll der Versuch nur dann als gültig betrachtet werden, wenn das Durchschnittsergebnis dadurch nicht wesentlich beeinflußt wird.

Bemerkung. Da es bei Leistungsversuchen oft nicht möglich ist, die Dampfmaschine mit derjenigen Nutzleistung arbeiten zu lassen,

auf welche sich die im Vertrage ausgesprochene Zusage bezieht, so empfiehlt es sich, auch für größere und kleinere Leistungen Zahlen des voraussichtlichen Dampfverbrauches in den Vertrag aufzunehmen. Dasselbe gilt sinngemäß auch für Dampfkessel.

Versuche mit festgestelltem Regulator sind zulässig; jedoch ist dies im Versuchsbericht zu erwähnen.

8. Unmittelbar nach Inbetriebnahme einer Anlage soll kein Abnahmeversuch ausgeführt werden; dem Lieferanten wird zu eigenen Vorversuchen und zu den etwa nötigen Verbesserungen eine Frist eingeräumt, deren Dauer und sonstige Bedingungen möglichst bei Abfassung des Lieferungsvertrages festzustellen sind.

γ) Maße und Gewichte für die Berechnungen.

9. Alle Wärmemessungen (Wärmeeinheiten, Temperaturen) beziehen sich auf das 100teilige Thermometer (Celsius).

10. Ist ohne nähere Angabe vom Dampfdruck die Rede, so ist darunter stets der Überdruck über den Druck der Atmosphäre zu verstehen.

Spannungen, welche geringer sind als der Druck der Atmosphäre, werden als Vakuum angegeben. Man versteht unter Vakuum den Unterschied zwischen der atmosphärischen und der zu messenden Spannung, beide von 0 an gerechnet.

Die Maßeinheit für den Überdruck und für das Vakuum ist der Druck von 1 kg auf 1 qcm oder die metrische Atmosphäre.

Die absolute Dampfspannung erhält man, wenn man zum jeweiligen atmosphärischen Druck den Überdruck hinzurechnet, bezw. vom atmosphärischen Druck das Vakuum abzieht.

11. Die Zugstärke wird in mm Wassersäule angegeben.

12. Unter Heizfläche ist bei Dampfkesseln der Flächeninhalt der einerseits von den Heizgasen, anderseits vom Wasser berührten Wandungen zu verstehen. Sind noch andere Wandungen vorhanden, durch welche Wärme in den Dampfkessel übergeht, und sollen sie berücksichtigt werden, so ist deren von Heizgasen bespülte Fläche besonders anzugeben.

Alle Heizflächen sind auf der Feuerseite zu messen.

13. Der Heizwert ist auf 1 kg ursprünglichen Brennstoffes (ohne Abzug von Asche, Feuchtigkeit u. s. w.), bezogen in WE, anzugeben. Die Berechnung geschieht unter der Voraussetzung, daß der im Brennstoff enthaltene Wasserstoff zu dampfförmigem Wasser verbrennt, und daß auch die Feuchtigkeit des Brennstoffes dampfförmig wird.

14. Die Verdampfung durch 1 kg ursprünglichen Brennstoffes und die Verdampfung auf 1 qm Heizfläche sind auf Wasser von 0° und trocken gesättigten Dampf von 100° (637 WE) berechnet anzugeben.

15. Die für die Beurteilung der Dampfmaschine maßgebenden Spannungen und Temperaturen des einströmenden Dampfes sind unmittelbar vor dem Eintritt in die Dampfmaschine, diejenigen des ausströmenden Dampfes im Ausströmrohr unmittelbar nach dem Austritt aus dem Dampfcylinder zu messen.

16. Für die Leistung einer Dampfmaschine gilt als Maßeinheit die Pferdestärke = 75 sek/mkg. Falls keine weitere Bezeichnung an-

gegeben ist, versteht man darunter stets die Nutzleistung. Soll die indizierte Leistung gemeint sein, so ist dies ausdrücklich auszusprechen. Die Angabe des Dampfverbrauches dagegen bezieht sich, wenn nicht anders bestimmt ist, auf die indizierte Leistung.

Die Angabe in nominellen Pferdestärken ist unstatthaft.

17. Als Maß für die Nutzleistung der Dampfmaschine wird der Unterschied zwischen der indizierten Leistung bei der jeweiligen Belastung (N_i) und der Leistung beim Leerlauf (N_0), als Maß für den mechanischen Wirkungsgrad das Verhältnis dieses Unterschiedes zur indizierten Leistung angesehen

$$\left(\frac{N_i - N_0}{N_i}\right).$$

Hinsichtlich strenger Bestimmung der Nutzleistung und des mechanischen Wirkungsgrades vergl. Nr. 36.

18. Ist der Wärmewert des für 1 PS/std verbrauchten Dampfes zu berechnen, so gilt 0° als Anfangstemperatur des Speisewassers.

II. Ausführung der Untersuchungen.

19. Zu Anfang und zu Ende jedes Versuches sollen überall gleiche Verhältnisse vorhanden sein; Dampfkessel und Dampfmaschinen sollen sich während des ganzen Versuches im Beharrungszustande befinden.

20. Handelt es sich um die Bestimmung des erzeugten oder des verbrauchten Dampfes, so sind alle für den Versuch nicht zur Anwendung kommenden Dampf- und Wasserrohre vom Versuchskessel und der Versuchsmaschine abzusperren, am besten mittels Blindflansche, die möglichst nahe am Dampfkessel und der Dampfmaschine anzubringen sind.

α) Untersuchung einer Dampfkesselanlage.

21. Art, Zahl und Dauer der Versuche sind nach Maßgabe der „Allgemeinen Bestimmungen" (Nr. 1 bis 8) zu vereinbaren.

22. Die Konstruktions- und Betriebsverhältnisse der Dampfkesselanlage sind möglichst vollständig anzugeben und durch Zeichnung zu erläutern; insbesondere sollen bei vollständigen Untersuchungen in diesen Angaben enthalten sein:

a) die Heizfläche des Dampfkessels gemäß Nr. 12;
b) die von Heizgasen bespülten Überhitzer- und Vorwärmer-Heizflächen;
c) der Inhalt des Wasser- und Dampfraumes, der Speisewasservorwärmer und der von den Heizgasen geheizten Dampfüberhitzer;
d) die Verdampfungsoberfläche;

Bemerkung. Die vorstehenden Angaben, insofern sie vom Wasserstand beeinflußt werden, müssen dem bei der Untersuchung tatsächlich beobachteten Wasserstande entsprechen.

e) die gesamte und die freie Rostfläche; die Größe etwaiger Schwelplatten ist besonders anzugeben;

f) der Querschnitt der Feuerzüge an den wesentlichen Stellen;
g) der mittlere Zugquerschnitt der sämtlichen für den Versuch in Betracht kommenden Absperrvorrichtungen während des Versuches;
h) die Höhe des Schornsteines (von der Rostfläche aus gemessen) und dessen Querschnitt an der Ausmündung oder an der engsten Stelle.

23. Vor dem Versuche ist der Dampfkessel zu reinigen, innerlich und äußerlich zu untersuchen, auf seine Dichtheit zu prüfen und in ordnungsmäßigen Zustand zu bringen.

24. Bei Beginn des Versuches muß sich der Dampfkessel tunlichst im Beharrungszustande befinden; er muß deshalb nach der Reinigung, bevor der Versuch beginnt, je nach seiner Beschaffenheit einen oder mehrere Tage im normalen Betriebe gewesen sein, und zwar mit demselben Brennstoff und derselben Beanspruchung wie während des Versuches.

25. Wasserstand und Dampfdruck sollen während des ganzen Versuches möglichst auf gleicher Höhe erhalten werden; sie werden zu Anfang und zu Ende sowie während des Vesuches viertelstündlich vermerkt. Falls Überhitzer vorhanden, sind die Temperaturen der Gase vor und hinter dem Überhitzer, diejenigen des Dampfes dicht hinter dem Überhitzer viertelstündlich festzustellen.

Bemerkung. Geringe Abweichungen des Wasserstandes oder des Dampfdruckes am Ende des Versuches sind, falls sie sich nicht vermeiden lassen, nach ihrem Wärmewerte — entsprechend den Spannungen am Anfang und am Ende des Versuches — in Rechnung zu ziehen.

Besondere Sorgfalt verlangen in dieser Beziehung die Wasserrohrkessel und ähnliche Konstruktionen mit stark schwankendem Wasserspiegel, bei denen außerdem während der Dampfentwicklung die Wassermasse durch die im Wasser enthaltenen Dampfblasen erheblich vergrößert erscheint.

26. Das Speisewasser wird entweder gewogen oder nach seinem Rauminhalt in geeichten Gefäßen gemessen; im letzteren Falle ist der Inhalt der Gefäße nach der Temperatur des Wassers zu berichtigen. Bei Versuchen von besonderer Wichtigkeit ist nur Wägung zulässig.

Die Speisungen müssen regelmäßig und womöglich ununterbrochen geschehen; ist ununterbrochene Speisung nicht möglich, so sind mindestens 10 Minuten vor Beginn und ebenso vor Schluß des Versuches Speisungen zu vermeiden.

Die Temperatur des Speisewassers wird im Behälter, aus welchem gespeist wird, gemessen, bei genauen Versuchen je nach Umständen auch kurz vor dem Eintritt in den Dampfkessel, und zwar bei jeder Speisung, mindestens aber halbstündlich.

Die Speisung durch Injektoren ist bei genauen Leistungsversuchen an Dampfkesseln unstatthaft.

Es ist unzulässig, zur Speisung Dampfpumpen zu verwenden, deren Abdampf mit dem Speisewasser in Berührung kommt, es sei denn, daß die dem Speisewasser auf diese Weise zugeführte Wärme- und Wassermenge genau bestimmt werden kann.

Alles Leckwasser an den Ausrüstungsteilen sowie etwa an ihnen ausgeblasenes Wasser ist aufzufangen und in Rechnung zu bringen.

27. Versuche, bei welchen nachweisbar erhebliche Wassermengen durch den Dampf mitgerissen werden, sind ungenau, solange nicht Verfahren und Vorrichtungen bekannt sind, welche es möglich machen, diese Wassermengen genau zu ermitteln.

28. Zum Beginne des Versuches muß das Feuer in einen normalen Zustand der Beschickung und Reinigung gebracht, Asche und Schlacke aus dem Aschenfall entfernt werden; ist es nicht möglich, den Aschenfall zu entleeren (Schrägrostfeuerungen), so sind die Rückstände darin vor und nach dem Versuche bis auf eine bestimmte Höhe zu bringen und abzugleichen. In demselben Zustande wie beim Beginn muß sich das Feuer am Ende des Versuches befinden. Die Dauer und der Brennstoffverbrauch des Anheizens werden vermerkt, bleiben aber außer Berechnung.

Der während des Versuches zur Verwendung kommende Brennstoff ist zu wägen.

29. Um eine richtige Durchschnittsprobe dieses Brennstoffes zu erlangen, kann man in folgender Weise verfahren. Von jeder Ladung (Karre, Korb u. dergl.) des zugeführten Brennstoffes wird eine Schaufel voll in ein mit einem Deckel versehenes Gefäß geworfen. Sofort nach Beendigung des Verdampfungsversuches wird der Inhalt des Gefäßes zerkleinert, gemischt, quadratisch ausgebreitet und durch die beiden Diagonalen in vier Teile geteilt. Zwei einander gegenüberliegende Teile werden fortgenommen, die beiden anderen wieder zerkleinert, gemischt und geteilt. In dieser Weise wird fortgefahren, bis eine Probemenge von etwa 10 kg übrig bleibt, welche in gut verschlossenen Gefäßen zur Untersuchung gebracht wird. Außerdem ist während des Versuches eine Anzahl von Proben in luftdicht verschließbare Gefäße zu füllen. (Feuchtigkeitsproben.)

30. Die Zusammensetzung des Brennstoffes ist durch chemische Analyse zu ermitteln. Es soll der Gehalt an Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H), Sauerstoff (O), Schwefel (S), Asche (A) und Wasser (W) in Prozenten des Brennstoffgewichtes angegeben werden. Der Gehalt des Brennstoffes an Stickstoff (N) kann unberücksichtigt bleiben. Das Verhalten in der Hitze ist durch Verkokungsprobe zu ermitteln.

31. Der Heizwert des Brennstoffes ist kalorimetrisch zu ermitteln.

B e m e r k u n g. Auf Grund der chemischen Analyse kann der Heizwert von Steinkohlen und Braunkohlen angenähert mittels der sogenannten Verbandsformel:

$$8100\,C + 29\,000\left(H - \frac{O}{8}\right) + 2500\,S - 600\,W$$

berechnet werden (vergl. S. 753).

32. Die Temperatur der abziehenden Heizgase wird an der Stelle, wo sie den Kessel verlassen, jedenfalls aber vor dem Schieber, durch Quecksilberthermometer oder thermoelektrische Pyrometer gemessen. Diese Geräte sind mit sorgfältiger Abdichtung in den Rauchkanal so einzusetzen, daß sich die Quecksilberkugel oder die Lötstelle mitten im Gasstrome befindet. Die Ablesungen erfolgen möglichst oft, längstens aber viertelstündlich, und zwar womöglich bei Entnahme der Gasproben

Die Temperatur der in die Feuerung tretenden Luft wird nahe der Feuerung gemessen, wobei das Thermometer vor Wärmestrahlung zu schützen ist. Aus den einzelnen Ablesungen wird das Mittel genommen.

33. Während des Heizversuches werden entweder ununterbrochen oder in gleichmäßigen Zwischenräumen möglichst oft, längstens aber alle 20 min, durch ein luftdicht neben dem Thermometer eingesetztes Rohr, dessen untere Mündung mitten in den Gasstrom reicht, Gasproben entnommen. Der Gehalt an Kohlensäure (c) ist regelmäßig zu bestimmen. Vollständige Untersuchungen der Heizgase auf Kohlensäure, Sauerstoff, Kohlenoxyd und Stickstoff sind nach Bedarf vorzunehmen. Hierzu dienen am besten Durchschnittsproben, welche mittels gleichmäßig saugender Aspiratoren entnommen werden.

Soll der Verlust durch unvollständig verbrannte Gase festgestellt werden, so ist die Zusammensetzung der Gase nach genauen Verfahren festzustellen, da hierfür die üblichen Verfahren der technischen Gasanalyse nicht ausreichen.

Um zu ermitteln, wieviel Luft in die Feuerzüge eindringt, können an verschiedenen Stellen derselben Gasproben entnommen und auf ihren Gehalt an Kohlensäure und Sauerstoff untersucht werden.

Bemerkung. Auf einfache Weise kann man in der Regel starke Undichtheiten des Mauerwerkes nachweisen, indem man den im Betriebe befindlichen Rost mit stark rauchendem Brennstoffe beschickt und hierauf den Zugschieber schließt, oder auch dadurch, daß man beobachtet, ob die Flamme eines an dem Kesselmauerwerk entlang bewegten Lichtes angesaugt wird.

Für die Berechnung der Wärme, die in den abziehenden Heizgasen verloren geht, ist die Zusammensetzung derjenigen Heizgase maßgebend, die neben dem Thermometer entnommen sind.

Der weitergehenden wissenschaftlichen Verwertung der Versuchsergebnisse zur Bestimmung der **Wärmeverluste einer Dampfkesselanlage** dienen die folgenden Bemerkungen.

a) Der Wärmeverlust, welcher dadurch entsteht, daß die Heizgase den Dampfkessel mit der Temperatur T verlassen, welche höher ist als die Temperatur t der Außenluft, berechnet sich aus der Menge ihrer Bestandteile, ihrer spezifischen Wärme und dem Unterschiede $T - t$.

Die Heizgasmenge aus 1 kg verheizten Brennstoffes wird aus der Zusammensetzung des Brennstoffes und dem Kohlensäuregehalt der Heizgase in folgender Weise berechnet:

Ist C der Kohlenstoffgehalt des Brennstoffes und c der Kohlensäuregehalt der Heizgase, so liefert 1 kg Brennstoff $\frac{C}{0{,}536\,c}$ cbm Heizgas (ohne Wasserdampf) von 0° und 760 mm Barometerstand.

Bemerkung. Die großen Buchstaben bedeuten Gewichtprozente des Brennstoffes, die kleinen Buchstaben Volumenprozente der Heizgase.

Das Gewicht des bei der Verbrennung entstandenen Wasserdampfes ist $\frac{9\,H + W}{100}$, worin H den Prozentgehalt an Wasserstoff und W den Prozentgehalt an Wasser im Brennstoff bedeutet.

Bemerkung. Das Volumen des Wasserdampfes bei 0⁰ und 760 mm Barometerstand ist

$$\frac{9\,H + W}{0{,}804 \cdot 100}.$$

Das Gesamtvolumen des aus 1 kg Brennstoff entstandenen Gasgemenges ist also

$$\frac{C}{0{,}536\,c} + \frac{9\,H + W}{0{,}804 \cdot 100}\ \text{cbm}$$

bei 0⁰ und 760 mm Barometerstand.

Nimmt man 0,32 als mittlere spezifische Wärme für 1 cbm Heizgas (Wärmekapazität) und 0,48 als spezifische Wärme für 1 kg Wasserdampf an, so ist der Wärmeverlust durch die Heizgase für 1 kg Brennstoff:

$$V = \left(0{,}32\,\frac{C}{0{,}536\,c} + 0{,}48\,\frac{9\,H + W}{100}\right)(T - t)\ WE.$$

Bemerkung. Die zur Verbrennung von 1 kg Brennstoff erforderliche Luftmenge berechnet sich wie folgt:

1 kg Brennstoff, welcher aus C kg Kohlenstoff, H kg Wasserstoff, S kg Schwefel und O kg Sauerstoff besteht, erfordert

$$\left(\frac{8}{3}\,C + 8\,H + S - O\right)\frac{100}{23} = L\ \text{kg Luft}$$

und damit

$$\frac{L}{1{,}29} = L_1\ \text{cbm Luft (vergl. S. 754).}$$

Haben die Gasanalysen außer c Raumprozent Kohlensäure o Raumprozent Sauerstoff und n Raumprozent Stickstoff ergeben, so ist das Verhältnis der gebrauchten Luftmenge zu der theoretisch erforderlichen $(v:1)$, der sog. Luftüberschußkoeffizient

$$\frac{21}{21 - 79\,\frac{o}{n}}.$$

b) Der Wärmeverlust durch Unverbranntes in den Herdrückständen (Schlacke und Asche) wird in folgender Weise ermittelt: Nach Beendigung des Versuches wird das Gewicht der trockenen Verbrennungsrückstände bestimmt und in einer Durchschnittsprobe der Gehalt an unverbrannten Bestandteilen festgestellt. Das „Verbrennliche" in den Herdrückständen wird hier als Kohlenstoff mit 8100 WE in 1 kg in Rechnung gesetzt.

Der Wärmeverlust durch Entfernen heißer Schlacken aus dem Verbrennungsraum ist gering und kann vernachlässigt werden.

Bemerkung. Der Wärmeverlust durch unverbrannte Gase und Ruß kann bei qualmender Feuerung bedeutend sein; soll er bestimmt werden, so ist der Gehalt an unverbrannten Bestandteilen nach bekannten Verfahren zu ermitteln und in Rechnung zu stellen.

c) Zur Aufstellung der Wärmebilanz sind die vorstehend im einzelnen ermittelten Wärmeverluste sowie die an das Wasser im Dampfkessel abgegebene Wärmemenge in % des kalorimetrisch ermittelten Heizwertes anzugeben. Was an 100 fehlt, stellt, abgesehen von unvermeidlichen Versuchsfehlern, den Verlust durch Strahlung und Leitung, sowie durch unverbrannte Gase und Ruß dar.

β) Untersuchung einer Dampfmaschinenanlage.

34. Art, Zahl und Dauer der Versuche sind nach Maßgabe der „Allgemeinen Bestimmungen" (Nr. 1 bis 8) zu vereinbaren.

35. Die Konstruktions- und Betriebsverhältnisse der Dampfmaschine sind möglichst vollständig anzugeben und durch Zeichnung zu erläutern; insbesondere sollen bei vollständigen Untersuchungen in diesen Angaben enthalten sein:

a) die Bauart der Maschine, Beschreibung und Zeichnung ihrer Hauptteile; die Abmessungen der Cylinder; die Größe der schädlichen Räume; der Kolbenhub und sonstige in Betracht kommende Abmessungen;
b) die normale Umlaufzahl, deren zulässige Schwankungen und der Ungleichförmigkeitsgrad;
c) die Spannung und die Temperatur des Dampfes, mit dem die Dampfmaschine arbeiten soll, und die höchste Spannung, für die sie gebaut ist;
d) die Leistung, auf welche sich der zugesagte Dampfverbrauch und der mechanische Wirkungsgrad beziehen, die zugesagte größte Leistung und die entsprechenden Füllungsgrade;
e) der für die indizierte oder für die Nutzleistung zugesagte Dampfverbrauch;
f) die im Vertrage vorausgesetzte Temperatur und Menge des Einspritz- oder Kühlwassers und das dieser Voraussetzung entsprechende Vakuum.

Im Sinne des Absatzes 2 der Einleitung liegt es außerdem, die Länge und den Durchmesser der Dampfzu- und -ableitungsrohre, die Entwässerungsvorrichtungen, die Weite der Dampfkanäle, die Abmessungen der Luftpumpen sowie die Bauart und die Betriebsverhältnisse der Dampfkesselanlage anzugeben.

36. Eine strenge Ermittelung der wirklichen Nutzleistung und damit der sog. zusätzlichen Reibung ist nur mittels der Bremse möglich; jedoch ist dieses Verfahren bei größeren Maschinen schwierig und mit Gefahren verknüpft und deshalb nur ausnahmsweise anzuwenden (vergl. Nr. 17).

Ist eine Dynamomaschine mit der Dampfmaschine unmittelbar gekuppelt, so kann aus der dem Anker der Dynamomaschine entnommenen elektrischen Arbeit die Nutzarbeit der Dampfmaschine bestimmt werden, falls der Wirkungsgrad des Ankers der Dynamomaschine unter den obwaltenden Temperatur- und Belastungsverhältnissen genau bekannt ist.

Die Geräte, mit denen die elektrischen Messungen vorgenommen werden, müssen geeicht sein.

37. Die Indikatoren sind möglichst unmittelbar am Cylinder, ohne lange und scharf gekrümmte Zwischenleitungen anzubringen, und zwar an jedem Cylinderende ein Indikator. Zu dem Zwecke ist jedes Cylinderende mit einer Bohrung für 1" Whitworth zu versehen.

Die Indikatoren und ihre Federn sind vor und nach dem Versuch entweder durch unmittelbare Belastung oder an offenen Quecksilber- bezw. Eichmanometern bei einer der mittleren Dampfspannung des Versuches entsprechenden Temperatur zu prüfen. Ergeben sich Unterschiede, so ist der Mittelwert maßgebend. Sind tägliche Federprüfungen während der Versuchszeit ausführbar, so sind diese vorzuziehen.

Die Maßstäbe sehr schwacher Vakuumfedern sind in derselben Lage zur Wagerechten zu berichtigen, welche sie während des Versuches inne haben.

38. Bei Leistungsversuchen, die zur Ermittelung des Dampfverbrauches dienen, sind folgende Regeln zu beobachten:

Der Versuch soll nicht eher beginnen, als bis in der Maschine und in den Meßgeräten Beharrungszustand bezüglich der Kräfte und Temperaturen eingetreten ist.

Erstreckt sich der Versuch bei regelmäßigem Fabrikbetriebe auf die Dauer eines Arbeitstages, so sind die erste und die letzte Stunde des Arbeitstages von der eigentlichen Versuchszeit auszuschließen; ebenso die Tage vor und nach Sonn- und Feiertagen.

Dampfspannung, Belastung der Maschine und Überhitzungstemperatur (s. Bemerkung zu Nr. 40) müssen während der Versuchsdauer möglichst gleichmäßig erhalten werden; erforderlichenfalls ist die Gleichmäßigkeit der Belastung künstlich herzustellen (vergl. Nr. 7).

Die Umlaufzahl der Maschine wird durch Hubzähler gemessen und stündlich vermerkt. Bei wechselnder Belastung empfiehlt es sich, die Schwankungen der Umlaufzahl mit Hilfe eines Tachographen oder dergl. zu ermitteln.

In regelmäßigen Zwischenräumen (alle 10 bis 20 min) werden der Wasserstand und die Spannung im Kessel, die Spannung und, falls der Dampf überhitzt ist, die Temperatur unmittelbar vor der Maschine, die Spannungen in den Zwischenbehältern, im Ausströmrohr unmittelbar hinter dem Dampfcylinder und im Kondensator, außerdem die Temperaturen des Einspritz- oder Kühlwassers sowie des ausfließenden Kondensationswassers vermerkt. Der Barometerstand ist, gebotenenfalls mehrmals, zu verzeichnen, und ebenso, falls ein Gradierwerk benutzt wird, die Temperatur und der Feuchtigkeitsgrad der Luft.

Während des Versuches sind alle 10 bis 20 min (womöglich gleichzeitig mit den soeben genannten Ablesungen) Diagramme an jedem Cylinderende abzunehmen, bei starken Schwankungen der Belastung tunlichst noch öfter. Die Diagramme erhalten Ordnungsnummern und Angaben über die Zeit der Entnahme.

Die Diagrammflächen werden mit Hilfe eines Polarplanimeters oder in anderer zuverlässiger Weise ausgerechnet, und zwar der Sicherheit wegen wiederholt.

Der Durchmesser des Dampfcylinders (in möglichst betriebswarmem Zustand) und der Kolbenhub sind zu messen, der Querschnitt der Kolbenstange in Rechnung zu nehmen.

39. Der Dampfverbrauch wird durch das in den Dampfkessel gespeiste Wasser gewogen bezw. gemessen (vergl. Nr. 26). Es ist unzulässig, zur Speisung Dampfpumpen zu verwenden, welche ihren Dampf demselben Dampfkessel entnehmen wie die zu untersuchende Dampfmaschine, oder deren Abdampf mit dem Speisewasser in unmittelbare Berührung kommt, es sei denn, daß der Dampfverbrauch dieser Pumpen genau ermittelt werden kann.

Bei Oberflächenkondensation kann der Dampfverbrauch der Dampfmaschine durch das Gewicht des niedergeschlagenen Dampfes festgestellt werden.

Die Berechnung des Dampfverbrauches aus dem Diagramm ergibt kein richtiges Maß dieses Verbrauches und ist deshalb unstatthaft.

Das in der Dampfleitung niedergeschlagene Wasser muß vor dem Eintritt in die Maschine abgefangen und von der Speisewassermenge abgezogen werden.

Das innerhalb der Maschine (Zwischenbehälter, Mantel u. s. w.) niedergeschlagene Wasser gehört zum Verbrauch der Maschine und soll möglichst an jeder Entnahmestelle getrennt bestimmt werden.

Bemerkung. Die Vorrichtungen zum Abfangen des niedergeschlagenen Wassers (Kühlschlangen und dergl.) sind derart einzurichten, daß Verluste durch Wiederverdampfung vermieden werden; zu dem Zwecke soll es in diesen Vorrichtungen auf mindestens 40° abgekühlt werden.

40. Bedeutet t_1 die Sättigungstemperatur, die zum Drucke des einströmenden Dampfes unmittelbar vor der Dampfmaschine gehört, t_1' die Temperatur des überhitzten Dampfes an derselben Stelle, so ist der Wärmewert von 1 kg des verbrauchten Dampfes (s. Nr. 18) ausgedrückt durch:

$606{,}5 + 0{,}305\,t_1 + 0{,}48\,(t'_1 - t_1)\,WE$ (vergl. Fußnote auf S. 624).

Hiernach ermittelt sich der Wärmewert des für 1 PS/std verbrauchten Dampfes.

Bemerkung. Bei Ermittelung der Temperatur des überhitzten Dampfes ist darauf zu achten, daß der Siedepunkt der Flüssigkeit, in welche das Thermometer eintaucht, höher liegt als die zu messende Temperatur des Dampfes.

41. Die Dichtheit der Kolben, Dampfmäntel, Schieber und Ventile u. s. w. ist nicht durch Indikatormessungen zu prüfen, sondern durch besondere Versuche an der betriebswarmen Maschine, derart, daß die eine Seite des Kolbens, Ventiles u. s. w. bei abgespreiztem Schwungrade mit Dampf belastet wird. Diese Belastung geschieht bei normalem Dampfdruck, und die betreffenden Dichtungsflächen sind für undicht zu erachten, wenn der Dampf in anderer Form als in der von feinem Nebel oder Wasserperlen auf der anderen Seite zum Vorschein kommt.

III. Wassermotoren.

Bearbeitet von Ingenieur Gerlach, Lehrer an den technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

A. Grundlehren der Mechanik flüssiger Körper.

(Die Widerstandskoeffizienten für Wasser s. unter „Kolbenpumpen", S. 548 u. ff.)

Tropfbar flüssige Körper sind gekennzeichnet durch äußerst leichte Verschiebbarkeit ihrer kleinsten Teilchen, d. h. durch eine geringe Reibung letzterer (Flüssigkeitsreibung), welche vom Flüssigkeitsgrad abhängig ist. Infolgedessen ist selbständige Gestalt flüssiger Körper ausgeschlossen, diese vielmehr durch das einhüllende Gefäß bedingt. Die Zusammenhangskraft der einzelnen Teilchen ist gering, aber größer als Null (Tropfenbildung), und schließlich sind tropfbar flüssige Körper nahezu unelastisch.

Pascalsches Gesetz. Der auf ein Teilchen einer im Gleichgewicht befindlichen Flüssigkeit ausgeübte Druck pflanzt sich nach allen Richtungen gleichmäßig fort. Die Endpunkte der graphisch dar-

gestellten Pressung p, welcher das Teilchen unterworfen ist, liegen auf einer um dasselbe mit p als Halbmesser beschriebenen Kugeloberfläche. Von der Gefäßwandung aufgefangen wird die **normal** auf diese wirkende Pressung, mit welcher sich die **Festigkeit der Gefäßwandung** ins Gleichgewicht setzt. Die Unterstützung jedes Teilchens findet in Richtung der auf dasselbe wirkenden Mittelkraft statt; die zu dieser senkrechte Fläche heißt, sofern der Druck (Pressung) in allen ihren Punkten gleich ist, **Fläche gleichen Druckes** oder **Niveaufläche**.

Beispiel. Die Oberflächen der Flüssigkeit in den Zellen eines,

Fig. 691. Fig. 691 a.

um eine horizontale Achse C (Fig. 691) mit der Winkelgeschwindigkeit ω rotierenden Wasserrades sind Kreiscylinderflächen um Punkt P, welcher folgt aus

$$mg : mr\omega^2 = \overline{CP} : r, \text{ also } \overline{CP} = \frac{g}{\omega^2} = \text{konst.},$$

da unabhängig von r. Infolgedessen erfolgt frühere Entleerung der Zellen als bei nicht vorhandener Krümmung der Flüssigkeitsoberfläche.

Die Niveaufläche der Flüssigkeit in einem, um seine vertikale Achse mit der Winkelgeschwindigkeit ω sich drehenden, cylindrischen Gefäß, Fig. 691 a, ist ein Rotationsparaboloid; die Erzeugende desselben ist bestimmt durch $\frac{g}{\omega^2}$ = konst. = subnorm AB. Die Form des Paraboloides ist also nur von ω, nicht aber vom spezifischen Gewicht der Flüssigkeit abhängig[1]). (Vergl. S. 802.)

Hydrostatischer Druck.

Der **spezifische Druck** einer ruhenden (schweren) Flüssigkeit nimmt proportional der Flüssigkeitstiefe zu. Er beträgt an der Oberfläche, mit A = Flüssigkeitshöhe des normalen Luftdruckes,

$$A\gamma = 10\,000 \text{ kg/qm} = 1 \text{ kg/qcm} = \text{metrische Atmosphäre}$$

und in der Tiefe h unter dem Flüssigkeitsspiegel

$$p = (A + h)\gamma \text{ kg/qm} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{120}$$

Jeder auf die Flüssigkeitsoberfläche wirkende spezifische Druck p' kann ersetzt werden durch eine Flüssigkeitssäule derart, daß gesetzt wird

[1]) In Wirklichkeit ist bei gleicher Winkelgeschwindigkeit der verschiedenen, der Drehung unterworfenen, begrenzten Flüssigkeiten je nach ihrem Flüssigkeitsgrad die Gestalt der freien Oberfläche verschieden.

Auf dieser, jeder Flüssigkeit eigenen, von der Winkelgeschwindigkeit oder Umlaufzahl abhängigen Gestalt der Flüssigkeitsoberfläche beruhen die **Braun**schen Geschwindigkeitsmesser oder Gyrometer. (Vergl. Z. d. V. D. I. 1893, S. 593, 1894, S. 475.)

$$p' = h'\gamma, \text{ also } h' = \frac{p'}{\gamma}.$$

Der spezifische Druck in der Tiefe h unter dem Flüssigkeitsspiegel ist alsdann

$$p = (h' + h)\gamma = p' + h\gamma.$$

Im Falle $p' = A\gamma$ folgt Gl. 120.

Der Flüssigkeitsdruck auf ebene Flächen ist gleich dem Produkt aus gedrückter Fläche $\times$ Schwerpunktsabstand derselben unter Flüssigkeitsspiegel (freie Oberfläche) $\times$ spezifisches Gewicht oder

$$P = F h \gamma, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 121$$

wenn jetzt h den Schwerpunktsabstand der gedrückten Fläche unter dem Flüssigkeitsspiegel bezeichnet.

Der Angriffspunkt des durch Gl. 121 bestimmten Druckes liegt in der Symmetrieachse der gedrückten Fläche unter deren Schnittlinie mit dem Flüssigkeitsspiegel in einer Tiefe

$$x = \frac{J}{S} = \frac{\text{Trägheitsmoment}}{\text{Statisches Moment}}$$

der gedrückten Fläche, bezogen auf genannte Schnittlinie.

Beispiel. Der Wasserdruck auf eine Schützentafel bei einer lichten Schützenöffnung von 3,60 m und 1,80 m Wassertiefe (Fig. 692) beträgt

$$P = 3{,}6 \,.\, 1{,}8 \,\frac{1{,}8}{2}\, 1000 = 5832 \text{ kg}.$$

Der Angriffspunkt liegt unter dem Wasserspiegel um

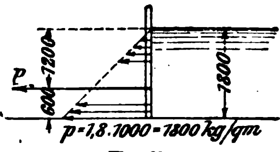


Fig. 692.

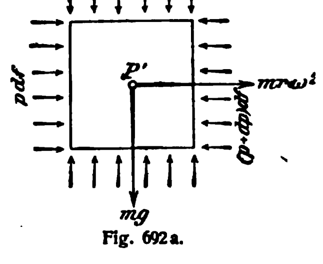


Fig. 692a.

$$x = \frac{\frac{1}{12}\, 3{,}6 \,.\, 1{,}8^3 + 3{,}6 \,.\, 1{,}8 \,.\, 0{,}9^2}{3{,}6 \,.\, 1{,}8 \,.\, 0{,}9} = 1{,}20 \text{ m},$$

d. i. $\frac{2}{3}$ der Wassertiefe, wie direkt aus der graphischen Darstellung der Pressungen ersichtlich ist[1]).

Für die in Fig. 691a dargestellte Sachlage ergibt sich der Bodendruck der rotierenden Flüssigkeit folgendermaßen.

Der Centrifugalkraft eines Massenelementes $\frac{\gamma}{g}\, df\, dr$ im Betrage von $\frac{\gamma}{g}\, df \,.\, dr \,.\, r\omega^2$ entspricht (Fig. 692a) eine Druckzunahme $df\, dp$; es ergibt sich somit das Gesetz für die Druckänderung in der Horizontalebene

$$p_2 - p_1 = \frac{\gamma}{g}\,\omega^2 \int_{r_1}^{r_2} r\, dr = \frac{\gamma}{g}\,\omega^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} = \gamma\,\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}.$$

Für die freie Oberfläche ist in der Achse, d. h. für $r_1 = 0$, die Wasserpressung $p_1 = 0$; damit folgt allgemein

[1]) Die Kraft $P \sim 5850$ kg bestimmt den im ersten Augenblick des Anhubes oder letzten Augenblick des Schließens auftretenden Reibungswiderstand; mit Rücksicht auf etwaiges Festfrieren der Tafeln, rauhe Führung und unreines Wasser empfiehlt es sich, den Reibungskoeffizienten hoch, 0,25 ÷ 0,33, einzuführen. Im Augenblick des Anhubes sind die Zahnstangen des Windwerkes auf Zug belastet durch die Reibung und das Gewicht der Tafel samt Beschlag, in demjenigen des Schlusses je nach den Verhältnissen durch die Differenz beider auf Zug oder Druck (Knickung). Hinsichtlich des Auftriebes der Tafel ist im Falle des Schließens die ungünstigste Annahme zu treffen, für das Öffnen wird er sicherheitshalber vernachlässigt.

$$\frac{p}{\gamma} = \frac{r^2 \omega^2}{2g} = \frac{u^2}{2g}$$

als Gleichung der Erzeugenden der freien Oberfläche bezogen auf die horizontale Scheiteltangente als Achse.

Der Bodendruck folgt aus

$$P = \int 2 r \pi \, dr \, p = 2 \pi \gamma \int_0^r r \, dr \left(h_0 + \frac{r^2 \omega^2}{2g}\right) = \gamma r^2 \pi \left(h_0 + \frac{r^2 \omega^2}{4g}\right).$$

Er muß selbstverständlich gleich dem Bodendruck $\gamma r^2 \pi h$ der ruhenden Flüssigkeit sein, deren Tiefe h folgt zu

$$h = h_0 + \frac{r^2 \omega^2}{4g} = h_0 + \frac{\frac{r^2 \omega^2}{2g}}{2}.$$

Die Erzeugende des Paraboloides erhebt sich am Umfang ebensoviel über den ruhenden Wasserspiegel, als sie sich in der Achse unter denselben senkt.

Für beliebige krumme Flächen ist der Flüssigkeitsdruck nach bestimmten Richtungen zu ermitteln; es ist

der Horizontaldruck $H = F_v h \gamma$ = Vertikalprojektion der gedrückten Fläche × Schwerpunktsabstand derselben vom Flüssigkeitsspiegel × spezifisches Gewicht

und

der Vertikaldruck = Gewicht der von der betreffenden krummen Fläche eingeschlossenen Flüssigkeit.

Ausfluß aus Gefäßen.

Fließt durch eine Mündung Wasser aus, so muß zur Konstanthaltung der Druckhöhe h, d. i. Tiefe des Mündungsquerschnittes bezw. dessen Schwerpunktes unter Flüssigkeitsspiegel, die gleiche Wassermenge zufließen. Unter Vernachlässigung der derselben innewohnenden kinetischen Energie (lebendige Kraft), für 1 kg im Betrage von $\frac{c_0^2}{2g}$, folgt die

theoretische Ausflußgeschwindigkeit $c = \sqrt{2gh}$.

Unter Beachtung der zugeführten lebendigen Kraft ergibt sich

$$c^2 - c_0^2 = 2gh, \text{ also } c = \sqrt{c_0^2 + 2gh}.$$

Für den Beharrungszustand gilt

$$Q = Fc = F_0 c_0 \text{ (Kontinuitätsgleichung).}$$

Die theoretische Ausflußgeschwindigkeit c unter der Druckhöhe h ist gleich der Geschwindigkeit eines von der Höhe h frei herabfallenden Körpers oder

$$\text{Druckhöhe } h = \text{Geschwindigkeitshöhe } \frac{c^2}{2g}.$$

Da c von dem spezifischen Gewicht unabhängig ist, folgt z. B. für Wasser und Quecksilber gleiche Ausflußgeschwindigkeit; das in der Ausflußmenge enthaltene Arbeitsvermögen ist natürlich verschieden; es folgt

$$E = \frac{1}{2} m c^2 = \frac{1}{2} \frac{Fc\gamma}{g} c^2 = \frac{F\gamma}{2g} c^3,$$

also abhängig von γ.

Wegen der Kontinuitätsgleichung

$$Fc = F_0 c_0, \text{ also } c_0 = \frac{F}{F_0} c$$

ist auch

$$c = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{F}{F_0}\right)^2}}, \text{ (Bernoullische Gleichung).}$$

Unter Voraussetzung vollständiger Ausfüllung des jeweilig dargebotenen Querschnittes seitens des fließenden Strahles folgt mit den Werten F', c' und p' für einen beliebigen Rohrquerschnitt (Fig. 693) die Ausflußgeschwindigkeit

$$c^2 = c_0^2 + 2g\left(h + \frac{p_0 - p}{\gamma}\right) = c'^2 + 2g\left(h - h' + \frac{p' - p}{\gamma}\right).$$

Hieraus ergibt sich

$$\frac{p'}{\gamma} = h' + \frac{p_0}{\gamma} - \frac{c'^2 - c_0^2}{2g}.$$

p' ist der **hydraulische Druck** an betreffender Stelle (Pressung des bewegten Wassers).

Der hydraulische Druck an irgend einer Stelle ist gleich dem hydrostatischen Druck daselbst vermindert um den Unterschied der Geschwindigkeitshöhen des Wassers an dieser und an der Eintrittstelle.

Ist F_0 groß gegenüber F', also $c_0 \sim 0$, so folgt

$$\frac{p'}{\gamma} = h' + \frac{p_0}{\gamma} - \frac{c'^2}{2g} \quad \text{oder} \quad \frac{p'}{\gamma} + \frac{c'^2}{2g} = h' + \frac{p_0}{\gamma}.$$

Die Summe aus hydraulischer Druckhöhe und Geschwindigkeitshöhe ist jeweils gleich der hydrostatischen Druckhöhe; die Endpunkte dieser vereinigten Höhen liegen in einer um $\frac{p_0}{\gamma}$ über dem Flüssigkeitsspiegel liegenden Horizontalen (Fig. 693).

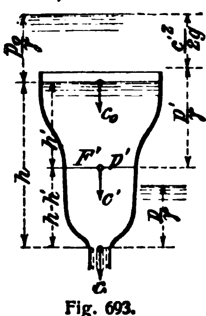


Fig. 693.



Fig. 694.

Korrigierter Ausfluß aus Gefäßen. Die **wirkliche** Ausflußgeschwindigkeit c_1 und **wirkliche** Ausflußmenge Q_1 sind kleiner als die theoretischen, vorstehend ermittelten bezüglichen Werte infolge **Nichtvorhandenseins paralleler Wasserfäden** und wegen der hieraus folgenden verschiedenen Druckhöhe in den einzelnen Punkten der Mündungsebene[1]). Es heißt (Fig. 694) das

Verhältnis der wirklichen Geschwindigkeit zur theoretischen $\frac{c_1}{c} = \varphi$, **der Geschwindigkeitskoeffizient**,

Verhältnis des Strahlquerschnittes zum Mündungsquerschnitt $\frac{F_1}{F} = \alpha$, **der Kontraktionskoeffizient**,

Verhältnis der wirklichen Ausflußmenge zur theoretischen $\frac{Q_1}{Q} = \mu$, **der Ausflußkoeffizient.**

Die wirkliche Ausflußmenge ist

$$Q_1 = \mu Q = F_1 c_1 = \alpha F \varphi c = \alpha \varphi Q,$$

also

$$\mu = \alpha \varphi.$$

[1]) Vergl. hierüber H. Krey, Wasserstoß und stoßfreie Bewegung des Wassers, Zeitschrift für Architektur und Ingenieurwesen, 1904, S. 542, unter Kontraktion.

Die Kontraktion ist abhängig von der Druckhöhe, (mit dieser wachsend), sowie der Beschaffenheit und Größe der Ausflußöffnung, von der Form der anschließenden Gefäßwand und der Geschwindigkeit des vor der Mündung ankommenden Wassers. **Unvollständige** (**partielle**) Kontraktion findet statt, wenn die Zusammenziehung des Strahles nicht auf allen Seiten erfolgt, (die Mündung wird teilweise durch Gefäßwände in Richtung des Strahles begrenzt), **unvollkommene** dagegen, wenn das Wasser mit nennenswerter Geschwindigkeit vor der Mündung ankommt. Scharfkantige Mündungen vergrößern die Kontraktion, abgerundete vermindern sie.

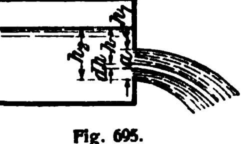


Fig. 695.

Beispiel. Ausfluß durch Seitenöffnungen von konstanter Breite bei gleichbleibender Druckhöhe (Fig. 695). Es ist

$$dQ = b\,dh\sqrt{2gh},$$

also

$$\text{theoretische Ausflußmenge } Q = \frac{2}{3}\,b\sqrt{2g}\left[h_2^{\frac{3}{2}} - h_1^{\frac{3}{2}}\right];$$

$$\text{mittlere theoretische Ausflußgeschwindigkeit } c = \frac{Q}{b\,(h_2 - h_1)} = \frac{2}{3}\sqrt{2g}\,\frac{h_2^{\frac{3}{2}} - h_1^{\frac{3}{2}}}{h_2 - h_1}.$$

Mit $a = h_2 - h_1$, $h_1 = h - \frac{a}{2}$ und $h_2 = h + \frac{a}{2}$, worin h die Schwerpunktstiefe unter dem Wasserspiegel bezeichnet, folgt nach dem binomischen Satze, sofern a gegenüber h gering ist, genügend genau

$$c = \frac{2}{3}\sqrt{2g}\left[\frac{3}{2}\,h^{\frac{1}{2}} - \frac{1}{64}\,a^2 h^{-\frac{3}{2}}\right] = \left(1 - \frac{a^2}{96\,h^2}\right)\sqrt{2gh};$$

für $h_1 = 0$ ergibt sich

$$\text{Wassermenge } Q = \frac{2}{3}\,b\,h\sqrt{2gh},$$

$$\text{mittlere theoretische Ausflußgeschwindigkeit } c = \frac{2}{3}\sqrt{2gh}.$$

Die wirkliche Ausflußmenge ist $Q_1 = \mu\,Q$,
die „ mittlere Ausflußgeschwindigkeit ist $c_1 = \varphi\,c$.

Versuche zur Bestimmung der Koeffizienten μ und φ sind von **Poncelet** und **Lesbros** mittels Mündungen in vertikaler Wand und Überfälle für kleinere Wassermengen ausgeführt.

Über die Bestimmung größerer Wassermengen s. unter „**Turbinenbremsung**".

Mit der Verminderung der theoretischen Ausflußgeschwindigkeit ist ein **Druckhöhenverlust** verknüpft. Es heißt das Verhältnis der **verlorenen** Geschwindigkeitshöhe zur **wirklichen** Geschwindigkeitshöhe der **Widerstandskoeffizient**, und es ist

$$\frac{\frac{c^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g}}{\frac{c_1^2}{2g}} = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \zeta.$$

Die verlorene Druckhöhe heißt **Widerstandshöhe**, für welche die Beziehung gilt

$$h_1 = \zeta\,\frac{c_1^2}{2g}.$$

Druckhöhenverluste treten außer beim Ausfluß aus Gefäßen stets bei Bewegung des Wassers in geschlossenen Leitungen auf; sie sind bedingt durch die Reibung des Wassers an den Wandungen und durch die mit Geschwindigkeitsänderungen nach Größe und Richtung verknüpften Bewegungswiderstände. Nur im Falle geradachsiger Rohrleitung mit unveränderlichem Querschnitt bleibt die gesamte Widerstandshöhe beschränkt auf diejenige beim Eintritt in die Leitung und diejenige infolge Rohrreibung. Man pflegt den gesamten Druckhöhenverlust als Teil der nutzbar gemachten Druckhöhe auszudrücken. (Vergl. auch S. 548 unter Hebewerke für flüssige Körper.)

Fig. 696.

Fig. 697.

Damit folgt für die Sachlage gemäß Fig. 696 unter Voraussetzung ruhenden Oberwasserspiegels, und wenn ζ den gesamten Widerstand mißt,

$$Q\gamma\left[\frac{c_1^2}{2g}+\zeta\frac{c_1^2}{2g}\right]=Q\gamma H=Q\gamma\frac{c^2}{2g};$$

also

$$c_1=\sqrt{\frac{2gH}{1+\zeta}}.$$

Die Druckhöhe H kann in eine nutzbare H_1 (Nutzgefälle) und in eine Widerstandshöhe H_w (Widerstandsgefälle) zerlegt werden, d. h.

$$H=H_1+H_w$$

und dementsprechend ist

$$c^2=c_1^2+c_w^2.$$

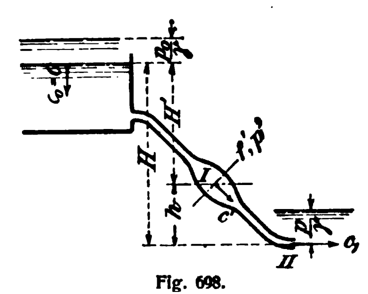


Fig. 698.

Die graphische Darstellung (Fig. 697) ergibt die Geschwindigkeiten als Seiten eines rechtwinkligen Dreiecks.

Energie- und Druckverhältnisse in Punkten einer Rohrleitung mit veränderlichen, allmählich übergehenden Querschnitten Fig. (698).

Die Anwendung des Satzes von der Arbeit[1]) ergibt für jedes, zum Ausfluß gelangende Kilogramm Flüssigkeit die Beziehung

$$\frac{1}{2}\frac{1}{g}c'^2=1\left(H'+\frac{p_0-p'}{\gamma}-\zeta'\frac{c'^2}{2g}\right),$$

[1]) Die Anwendung der Arbeitsgleichung nur hinsichtlich der in Richtung der Rohrachse vorhandenen Geschwindigkeit auf eine Rohrleitung mit beliebiger Form, im übrigen aber stetig sich ändernder Größe des Querschnittes ist nicht streng richtig, insofern hierbei die Bewegungsenergie des nach der Achse hin- oder von ihr wegströmenden Wassers vernachlässigt wird. Vergl. H. Krey, Wasserstoß und stoßfreie Bewegung der Wasser, Zeitschrift für Architektur und Ingenieurwesen 1904, S. 535.

worin ζ' die Widerstände bis zum Querschnitt I mißt. Hieraus folgt

$$H' + \frac{p_0}{\gamma} = \frac{p'}{\gamma} + \frac{c'^2}{2g} + \zeta' \frac{c'^2}{2g}.$$

Ebenso ist

$$H + \frac{p_0}{\gamma} = \frac{p}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + \zeta_1 \frac{c_1^2}{2g},$$

sofern ζ_1 den gesamten Widerstand zum Ausdruck bringt.

$H' + \frac{p_0}{\gamma}$ bezw. $H + \frac{p_0}{\gamma}$ sind jeweils die hydrostatischen Druckhöhen. Es folgt also:

Die hydrostatische Druckhöhe ist stets gleich der Summe aus hydraulischer Druckhöhe, Geschwindigkeitshöhe und Widerstandshöhe an betreffender Stelle.

Durch Subtraktion der beiden Gleichungen folgt für die Strecke I bis II

$$H - H' = h = \frac{p - p'}{\gamma} + \frac{c_1^2 - c'^2}{2g} + \frac{\zeta_1 c_1^2 - \zeta' c'^2}{2g}.$$

Der zweite Summand der rechten Seite stellt den Zuwachs der lebendigen Kraft innerhalb der Strecke I bis II, der dritte Summand die innerhalb derselben vorhandene Widerstandshöhe dar.

Die Druckhöhe $h + \frac{p' - p}{\gamma}$ zwischen I und II wird verwendet zur Geschwindigkeitsvermehrung und Überwindung der Bewegungswiderstände innerhalb dieser Strecke.

Mit $h + \frac{p' - p}{\gamma} = \frac{c_h^2}{2g}$ und $\frac{\zeta_1 c_1^2 - \zeta' c'^2}{2g} = \frac{c_w^2}{2g}$ schreibt sich obige Gleichung

$$c'^2 + c_h^2 - c_w^2 = c_1^2.$$

Es folgt

$$c_1^2 - c'^2 = c_h^2 - c_w^2 = c_\varrho^2,$$

und es wird $\frac{c_\varrho^2}{c_1^2} = \frac{H_\varrho}{H_1} = \rho$ vielfach als Reaktionsgrad (-verhältnis) bezeichnet; er ist das Verhältnis der auf Geschwindigkeitsvermehrung hinwirkenden zur gesamten, nutzbaren Druckhöhe.

Damit folgt für das beliebige, ruhende Kanalstück (Fig. 699)

$$c_1^2 + c_\varrho^2 = c_2^2,$$

welcher Beziehung die graphische Darstellung Fig 697 entspricht,

Bewegt sich der Kanal **geradlinig** mit gleichförmiger oder veränderlicher Geschwindigkeit u (Fig. 700), so sind statt c die betreffenden **relativen**, jeweiligen Geschwindigkeiten einzuführen; dann gilt auch hier

$$w_2^2 = w_1^2 + c_\varrho^2.$$

Wenn der Kanal um eine Achse **rotiert** (Fig. 701), so verursacht die auf die Wasserteilchen wirkende Centrifugalkraft eine Änderung der Energie- resp. Druckverhältnisse, insofern mit der Veränderung des Achsenabstandes eine Änderung der relativen Geschwindigkeit verknüpft ist.

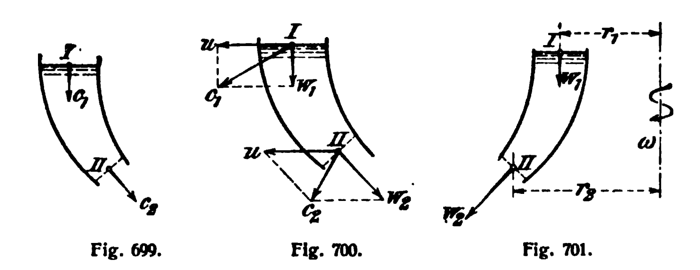


Fig. 699. Fig. 700. Fig. 701.

Die Elementararbeit der Centrifugalkraft für 1 kg Wasser ist

$$d\,A = \frac{1}{g}\,r\,\omega^2\,d\,r,$$

somit der Gesamtarbeit innerhalb der Grenzen I und II

$$A = \frac{1}{2\,g}\,(r_2^2\,\omega^2 - r_1^2\,\omega^2) = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2\,g};$$

daher folgt

$$\frac{w_2^2}{2\,g} = \frac{w_1^2}{2\,g} + \frac{c_\varrho^2}{2\,g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2\,g}.$$

Für $r_2 = r_1$ ist der Einfluß der Centrifugalkraft gleich Null.
Speziell für $c_\varrho = 0$ folgt noch

$$\frac{w_2^2}{2\,g} - \frac{u_2^2}{2\,g} = \frac{w_1^2}{2\,g} - \frac{u_1^2}{2\,g}.$$

Der Wasserspiegel eines **fließenden, nur der Schwerkraft unterworfenen** Wassers ist gegen den Horizont **geneigt**; in diesem Falle rührt die das Fließen in Fluß- oder Kanalbetten bewirkende Kraft nur von der **Wassserspiegelneigung** her. Der dadurch entstehende Höhenunterschied zwischen zwei Punkten des Wasserspiegels (Fig. 702) heißt **Gefälle** (geodätisches, Bruttogefälle), das Gefälle, be-

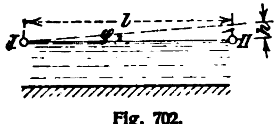


Fig. 702.

zogen auf die Längeneinheit, **relatives Gefälle**, und zwar ist dasselbe, innerhalb l als konstant angenommen,

$$\frac{h}{l} = \sin \varphi.$$

Sofern das Wasser nicht nur der Schwerkraft unterworfen ist, sondern die Bewegung auf Kosten seiner lebendigen Kraft erfolgt, kann der Wasserspiegel horizontal oder im Sinne der Bewegung ansteigend sein.

Über Bewegung des Wassers in Rohrleitungen s. S. 548.

Die **Geschwindigkeit** in den einzelnen Punkten des Querschnittes eines offenen Wasserlaufes ist im allgemeinen veränderlich derart, daß sie innerhalb der gleichen Vertikalen erst zu- und dann abnimmt; ebenso findet nach den Kanalrändern (Ufern) hin eine Geschwindigkeitsabnahme statt. Die graphischen Darstellungen der ermittelten Geschwindigkeiten in vertikaler und horizontaler Richtung liefern die **Vertikal-** bezw. **Horizontalgeschwindigkeitskurve**; dieselben folgen keinem mathematischen Gesetz und haben nur Gültigkeit für den jeweils untersuchten Wasserlauf.

Die Wassermenge folgt zu

$$Q = \Sigma f c$$

als Inhalt des sich aus dem betreffenden Wasserquerschnitt im Beharrungszustande vorschiebenden Wasserkörpers.

Die **mittlere Geschwindigkeit** stellt dessen mittlere Höhe dar, also mit F als Wasserquerschnitt,

$$c_m = \frac{Q}{F} = \frac{\Sigma f c}{\Sigma f}.$$

Über Bestimmung der mittleren Geschwindigkeit siehe „**Turbinenbremsung**".

Die Bewegung des Wassers ist **gleichförmig** oder **ungleichförmig**, je nachdem die Geschwindigkeit konstant bleibt oder nicht; ersterer Fall bedingt gleichbleibenden Wasserquerschnitt, die Wassertiefe ist bei unveränderlicher Grabenbreite konstant, die Grabensohle ist dem Wasserspiegel parallel. Konstante Geschwindigkeit bedingt ferner Gleichgewicht zwischen treibender Kraft und Widerstand, das gesamte Gefälle wird durch Bewegungswiderstände verbraucht.

Die ungleichförmige Bewegung ist entweder **beschleunigt** bei abnehmender oder **verzögert** bei zunehmender Wassertiefe, sofern die Breite nahezu konstant bleibt.

Bezeichnet noch

U den benetzten Teil des Umfanges der Graben- oder Kanalquerschnitte,

l die Länge der in Betracht gezogenen Strecke,

h den hierbei vorhandenen Höhenunterschied der Wasserspiegel, sämtlich in m,

$i = \frac{h}{l} = \sin \varphi$, das relative Wasserspiegelgefälle,

ζ den Widerstandskoeffizienten für $\frac{c_m^2}{2g}$,

so gilt

$$h = \zeta \frac{U}{F} l \frac{c_m^2}{2g} \quad \text{oder} \quad \frac{h}{l} = i = \zeta \frac{U}{F} \frac{c_m^2}{2g}$$

und

$$c_m = \sqrt{\frac{2g}{\zeta}} \sqrt{\frac{F}{U} i}.$$

Nach Weisbach[1]) ist für Flüsse und Kanäle

$$\zeta = 0{,}0074\left(1 + \frac{0{,}058\,53}{c_m}\right),\ \text{im Mittel}\ \zeta = 0{,}0075,\ \text{also}\ \sqrt{\frac{2g}{\zeta}} = 51.$$

Nach Bazin (ältere Formel) soll sein

$$\sqrt{\frac{2g}{\zeta}} = \sqrt{\frac{1}{a + b\,U:F}},$$

nach der neueren Formel

$$\sqrt{\frac{2g}{\zeta}} = \frac{87}{1 + c\sqrt{U:F}}.$$

Hierin sind für

	a	b	c
1. gehobeltes Holz oder Cement .	$a = 0{,}000\,15$,	$b = 0{,}000\,004\,5$,	$c = 0{,}06$
2. Quader und nicht gehobeltes Holz	0,000 19	0,000 013 3	0,16
3. Bruchsteinmauerwerk	0,000 24	0,000 06	0,47
4. Erde	0,000 28	0,000 35	0,85

Mit dem älteren Bazinschen Widerstandskoeffizienten folgt für die vier verschiedenen Ausführungsarten des Kanals das Widerstands-(Transport-)gefälle

$$\left.\begin{aligned}
&1.\ h = 0{,}000\,15\left(1 + \frac{0{,}03\,U}{F}\right)\frac{l\,U}{F}c_m^2\\
&2.\ h = 0{,}000\,19\left(1 + \frac{0{,}07\,U}{F}\right)\frac{l\,U}{F}c_m^2\\
&3.\ h = 0{,}000\,24\left(1 + \frac{0{,}25\,U}{F}\right)\frac{l\,U}{F}c_m^2\\
&4.\ h = 0{,}000\,28\left(1 + \frac{1{,}25\,U}{F}\right)\frac{l\,U}{F}c_m^2
\end{aligned}\right\}\ \ldots\ \mathbf{122}$$

Das gleiche Gefälle soll die Sohle des Bettes (Grabens) erhalten.

Für rasche Überschläge genügt es zu setzen

$$h = \zeta\,\frac{U}{F}\,l\,\frac{c_m^2}{2g},\ \text{worin}\ \zeta \sim 0{,}008\ \text{beträgt.}$$

Ungleichförmige Bewegung findet statt bei wechselndem Querschnitt des Wasserlaufes nach Tiefe und Breite, bei Stauanlagen und ähnlich wirkenden Bauwerken.

Die durch den Stau bewirkte Erhebung des Wasserspiegels über die ursprünglich vorhandene Höhe heißt Stauhöhe, die Strecke, auf welcher eine Erhöhung stattfindet, Stauweite. Diese ist theoretisch unendlich groß, praktisch aber nur bis zu dem Punkte sich erstreckend, bei welchem die Stauhöhe innerhalb der unvermeidlichen Wasserspiegelschwankung liegt. Letztere wird gewöhnlich zu 0,01 m angenommen[2]).

Wirkung isolierter Wasserstrahlen.

Beim Auftreffen eines isolierten Wasserstrahles auf eine zu demselben geneigte Fläche findet ein Stoß und damit eine Änderung der Geschwindigkeit nach Richtung und Größe statt. Zu-

[1]) „Hütte", des Ingenieurs Taschenbuch, 19. Aufl.

[2]) Über die Ableitung der Gleichung für die ungleichförmige Bewegung des Wassers in Röhren und Kanälen, Ermittelung der Staukurve für verschiedene Querschnittsprofile vergl. Danckwerts, „Tabelle zur Berechnung der Stauweiten in offenen Wasserläufen mit einführenden Erörterungen über die Bewegung des Wassers in geschlossenen und offenen Röhren". Zeitschrift für Architektur und Ingenieurwesen 1903 oder Sonderabdruck Wiesbaden 1903, C. W. Kreidels Verlag.

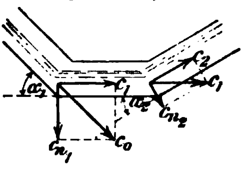
folge der geringen Zusammendrückbarkeit des Wassers wird der Stoß als unelastisch angesehen, und der damit verknüpfte Verlust an lebendiger Kraft wird gleich groß angenommen der Geschwindigkeitshöhe der zur Fläche normalen Geschwindigkeitskomponente [1]).

Beispiel. Für den auf drei Seiten begrenzten Strahl (Fig. 703) folgt unter Vernachlässigung der Schwere und event. Bewegungswiderstände $c_{n_1} = c_0 \sin \alpha_1$, also Energieverlust für 1 kg Wasser $= \frac{(c_0 \cos \alpha_1)^2}{2g}$;

$c_1 = c_0 \cos \alpha_1$;

$c_{n_2} = c_1 \sin \alpha_2$, also Verlust $= \frac{(c_1 \sin \alpha_2)^2}{2g}$;

$c_2 = c_1 \cos \alpha_2 = c_0 \cos \alpha_1 \cos \alpha_2$.



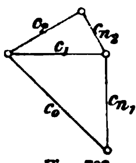


Fig. 703.

Der Gesamtverlust $\Sigma \frac{c^2 \sin^2 \alpha}{2g}$ stellt bei vielen, unendlich kleinen Ablenkungen als Summe unendlich kleiner Größen zweiter Ordnung eine solche erster Ordnung dar, welche gegenüber $c_2 = c_0 \cos \alpha_1 \cos \alpha_2 \ldots = c_0$ vernachlässigt werden kann [2]).

Bei einer stetig gekrümmten Wasserführung verschwinden die Stoßverluste, die Wassergeschwindigkeit bleibt unter genannten Voraussetzungen konstant.

Ist insbesondere $\alpha_1 = 90^0$ und $\alpha_2 = 0$, so wird die gesamte lebend ge Kraft vernichtet. Mit Hilfe des Satzes $P dt = dm \cdot dv$ folgt, sofern P und v je in allen Teilen des Strahles und der Zeit als gleich angesehen werden,

$$P = \int \frac{dm}{dt} dv, \text{ oder wegen } m\,dt = dm$$

$$P = \int m\,dv = m(v_2 - v_1).$$

Ist die Anfangsgeschwindigkeit $v_1 = c$, die Endgeschwindigkeit $v_2 = 0$ und die sekundlich zur Wirkung gelangende Wassermasse

$$m = f c \frac{\gamma}{g},$$

so folgt

$$P = -f \gamma \frac{c^2}{g}.$$

Die Kraft P wirkt auf das Wasser verzögernd (negatives Vorzeichen); gleich groß und entgegengesetzt gerichtet ist der vom Wasser auf die Wand ausgeübte Druck.

Der auf die Wand ausgeübte Druck (Stoßkraft) ist gleich dem doppelten hydrostatischen Druck des Wassers.

Im Falle der Bewegung der ebenen Wand mit einer Geschwindigkeit u derart, daß $u < c$ und parallel gerichtet ist, muß statt c die relative Geschwindigkeit $w = c - u$ eingeführt werden (Fig. 704). Die nutzbar gemachte Arbeit ist dann

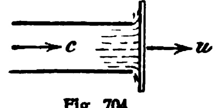


Fig. 704.

$$A = \frac{Q\gamma}{g}(c - u)u;$$

[1]) Über die Zulässigkeit dieser Voraussetzungen und Kritik der hierauf beruhenden Rechnungen vergl. die S. 806 (Fußbemerkung) genannte Abhandlung von Danckwerts, mit Zuschrift von Wasserbauinspektor Krey, Zeitschrift für Architektur und Ingenieurwesen 1904, S. 533 u. ff.

Vergl. C. v. Bach, „Die Wasserräder", S. 16 u. ff.

[2]) G. Herrmann, „Die graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen", Berlin 1887, Leonhard Simion.

sie erhält ihren Höchstwert für $u = \frac{c}{2}$, nämlich

$$A_{max} = \frac{1}{2} Q \gamma \frac{c^2}{2g}, \text{ d. s. } 50\,\% \text{ der innewohnenden Energie } A_0 = Q \gamma \frac{c^2}{2g}.$$

Die der Abflußgeschwindigkeit entsprechende Energie ist

$$A_1 = Q \gamma \frac{u^2}{2g},$$

also der Energieverlust infolge der Stoßwirkung

$$A_v = A_0 - A - A_1 = Q\gamma\left(\frac{c^2}{2g} - \frac{(c-u)\,u}{g} - \frac{u^2}{2g}\right) = Q\gamma\frac{(c-u)^2}{2g} = Q\gamma\frac{w^2}{2g}.$$

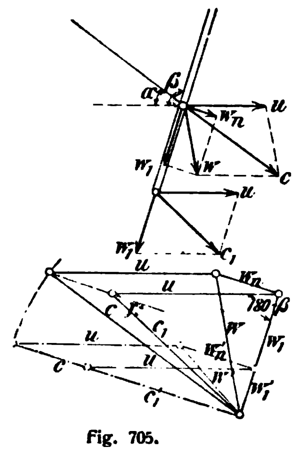


Fig. 705.

Für $u = \frac{c}{2}$, also $w = \frac{c}{2}$ folgt hiernach

$A_v = \frac{1}{4} Q \gamma \frac{c^2}{2g}$ als Energieverlust infolge Stoßes,

$A_{max} = \frac{1}{2} Q \gamma \frac{c^2}{2g}$ als nutzbare Arbeit,

$A_1 = \frac{1}{4} Q \gamma \frac{c^2}{2g}$ als Energie im abfließenden Wasser,

und als Gesamtenergie $A_0 = A_v + A_{max} + A_1$

$$= Q \gamma \frac{c^2}{2g}.$$

Dasselbe Resultat ergibt sich, wenn c und u nicht gleich gerichtet sind (Fig. 705); es ist die nutzbare Arbeit

$$A = A_0 - A_v - A_1 = Q \gamma \frac{c^2 - w_n^2 - c_1^2}{2g}.$$

Aus der Figur folgt

$$c^2 - w_n^2 - c_1^2 = 2\, c_1 w_n \cos\gamma \text{ und } c_1 \cos\gamma = u \sin(180 - \beta),$$

daher

$$A = 2\, Q \gamma \frac{u\, w_n \sin\beta}{2g}.$$

Für bestimmtes u und β wird $A = \max$ für $w_n = \max$; dies ist der Fall, wenn c senkrecht zur getroffenen Fläche steht (strichpunktiertes Geschwindigkeitsdiagramm).

In diesem Falle ist

$$A' = 2\, Q \gamma \frac{u\, w_n' \sin\beta}{2g} = 2\, Q \gamma \frac{(c - c_1')\, c_1'}{2g}$$

und für $c_1' = \frac{c}{2} = u \sin\beta$ wird $A'_{max} = \frac{1}{2} Q \gamma \frac{c^2}{2g}$ wie oben.

Für die Ablenkung des Wassers durch eine stetig gekrümmte Führung (Fig. 706) folgen die **Elementar-Kraftkomponenten (Beschleunigungskräfte)**

$$d X = d m \frac{d c_x}{d t} = M d c_x = M d(c \sin \alpha),$$
$$d Y = d m \frac{d c_y}{d t} = M d c_y = M d(c \cos \alpha)$$

und die in Richtung der Achsen ausgeübten Drücke

$$\left.\begin{aligned} X &= M(c_2 \sin \alpha_2 - c_1 \sin \alpha_1) \\ Y &= M(c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1) \end{aligned}\right\} . \quad \mathbf{123}$$

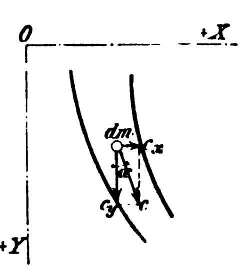


Fig. 706.

Der Beschleunigungsdruck in irgend einer Richtung ist gleich dem Produkt aus der sekundlichen Wassermasse mal Unterschied der in jener Richtung vorhandenen Geschwindigkeit zu Ende und Anfang des betreffenden Kanalstückes.

Mit diesen Beschleunigungskräften wirkt das Wasser auf die Führung (Kanalwand) zurück.

Unter Vernachlässigung der Schwere und Bewegungswiderstände ist $c_2 = c_1$, wenn der Überdruck in I gleich Null ist; die Führung braucht nur auf drei Seiten begrenzt zu sein. Es folgt in diesem Falle

$$X = M c(\sin \alpha_2 - \sin \alpha_1) = \frac{Q \gamma}{g} c(\sin \alpha_2 - \sin \alpha_1),$$
$$Y = M c(\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1) = \frac{Q \gamma}{g} c(\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1).$$

Zwischen $\alpha_1 = 0$ und $\alpha_2 = 180^0$, entsprechend einer Ablenkung von 180^0, wird $X = 0$ und $Y = -2 \frac{Q \gamma}{g} c$, d. h. auf das Wasser nach oben wirkend, und doppelt so groß wie beim senkrechten Auftreffen auf eine ebene Fläche: der nach unten auf die Führung ausgeübte Druck ist $Y = 2 \frac{Q \gamma}{g} c$.

Dasselbe Resultat ergibt sich durch Bestimmung der nach der X- und Y-Achse bez. wirkenden Komponenten der Centrifugalkraft (Fig. 707); es ist

$$d C = d m \frac{c^2}{r} = \frac{a b c^2 \gamma}{g} d \alpha,$$

also

$$d X = - d C \cos \alpha = - \frac{a b c^2 \gamma}{g} \cos \alpha \, d \alpha,$$
$$d Y = d C \sin \alpha = \frac{a b c^2 \gamma}{g} \sin \alpha \, d \alpha.$$

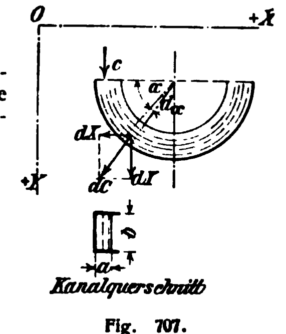


Fig. 707.

Daher folgt in

horizontaler Richtung ausgeübter Führungsdruck

$$X = -\frac{a\,b\,c^2\,\gamma}{g}(\sin\alpha_2 - \sin\alpha_1),$$

vertikaler Richtung ausgeübter Führungsdruck

$$Y = -\frac{a\,b\,c^2\,\gamma}{g}(\cos\alpha_2 - \cos\alpha_1).$$

Zwischen $\alpha_1 = 0$ und $\alpha_2 = 180^0$ folgt $X = 0$ und $Y = 2\frac{Q\,\gamma}{g}c$ wie oben.

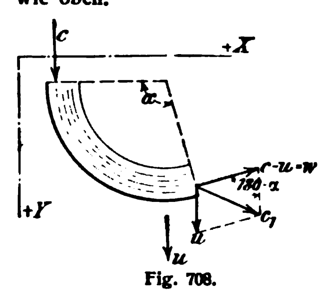


Fig. 708.

Ist (Fig. 708) die Geschwindigkeit des Kanals $= u$, gleichsinnig und gleichgerichtet der anfänglichen Geschwindigkeit c, so ist statt c die relative Geschwindigkeit $w = c - u$ einzuführen ($c > u$).

Ist die Geschwindigkeit u des Kanals nicht gleichgerichtet derjenigen c des eintretenden Wassers (Fig. 709), so muß zur Vermeidung von Stoßverlusten die relative Geschwindigkeit w in Richtung des ersten Kanalelementes fallen, d. h. es besteht die Beziehung

$$w : c = \sin\alpha_0 : \sin\alpha_1.$$

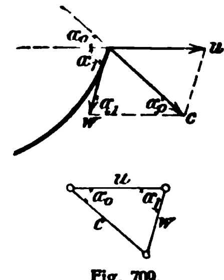




Fig. 709. Fig. 710.

Ist der Krümmungshalbmesser veränderlich, so folgt nach Fig. 710

$$X = -\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{a\,b\,w^2\,\gamma}{g}\cos\alpha\,d\,\alpha = -\frac{a\,b\,w^2\,\gamma}{g}(\sin\alpha_2 - \sin\alpha_1);$$

$$Y = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{a\,b\,w^2\,\gamma}{g}\sin\alpha\,d\,\alpha = -\frac{a\,b\,w^2\,\gamma}{g}(\cos\alpha_2 - \cos\alpha_1).$$

Hierin ist

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2\,u\,c \sin \alpha_0.$$

Die nutzbar gemachte Arbeit beträgt

$$A = Y u,$$

die im abfließenden Wasser enthaltene

$$A_1 = \frac{Q\,\gamma}{2\,g}\,c_1^2,$$

und es läßt sich wieder die Beziehung nachweisen

$$A_v = A_0 - A - A_1 = 0.$$

Mit der stetigen Ablenkung des Strahles sind unter obigen Voraussetzungen keine Energieverluste verknüpft.

Bei einem in Querschnitt I vorhandenen Überdruck ist, von Schwere und Bewegungswiderstand abgesehen, $c_2 > c_1$, die Führung ist geschlossen, ein ausgefüllter Kanal; in diesem Falle pflegen die auf letzteren seitens des Wassers ausgeübten Drucke als Reaktion des Wassers bezeichnet zu werden. Die Komponenten nach Richtung der X- und Y-Achse folgen nach Gl. 123 (S. 813).

Reaktionskräfte sind mit jeder Änderung der Geschwindigkeit nach Größe und Richtung verknüpft, daher auch im Falle $c_2 = c_1 = c$ vorhanden.

Beispiel. Bei der aus Fig. 711 ersichtlichen Sachlage beträgt für den ruhenden Kanal, sofern die hydraulischen Drücke in I und II bezw. h_1 und h_2 sind, und wenn die Wassergeschwindigkeit w_1 mit dem ersten Element des Kanals gleichgerichtet ist,

die Druckhöhe im Querschnitt I

$$\frac{p_1}{\gamma} = h_1 + \frac{w_1^2}{2\,g},$$

diejenige im Querschnitt II

$$\frac{p_2}{\gamma} = h_2 + \frac{w_2^2}{2\,g} = h_1 + \frac{w_1^2}{2\,g} + h_r.$$

Hieraus folgt

$$\frac{w_2^2}{2\,g} = \frac{w_1^2}{2\,g} + h_1 + h_r - h_2 = H \text{ und } w_2 = \sqrt{2\,g\,H}.$$

Die Beschleunigungskraft in Richtung der positiven X-Achse ist

$$X = \frac{Q\,\gamma}{g}\,(-w_2 \sin \alpha_2 - w_1 \sin \alpha_1)$$

$$= -\frac{Q\,\gamma}{g}\,(w_2 \sin \alpha_2 + w_1 \sin \alpha_1);$$

ebenso folgt

$$Y = \frac{Q\,\gamma}{g}\,(w_2 \cos \alpha_2 - w_1 \cos \alpha_1).$$

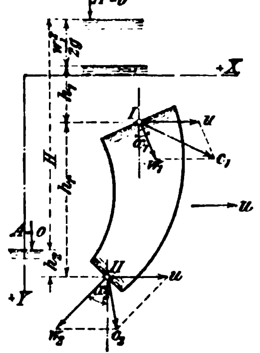


Fig. 711.

Je nach Größe und Richtung der Geschwindigkeiten wird $Y \gtreqless 0$ sein.

Im Falle der Bewegung des Kanals stellt w allgemein die relative Geschwindigkeit dar; die nutzbar gemachte Arbeit ist

$$A = X\,u = \frac{Q\,\gamma}{g}\,(w_2 \sin \alpha_2 + w_1 \sin \alpha_1)\,u.$$

Nach Figur ist

$$c_1^2 = w_1^2 + u^2 + 2\,u\,w_1 \sin \alpha_1, \text{ also } u\,w_1 \sin \alpha_1 = \frac{c_1^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} - \frac{u^2}{2},$$

$$c_2^2 = w_2^2 + u^2 - 2\,u\,w_2 \sin \alpha_2, \text{ also } u\,w_2 \sin \alpha_2 = -\frac{c_2^2}{2} + \frac{w_2^2}{2} + \frac{u^2}{2};$$

somit folgt

$$A = Q\,\gamma\left(\frac{c_1^2}{2\,g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2\,g} - \frac{c_2^2}{2\,g}\right) = Q\,\gamma\left(H - \frac{c_2^2}{2\,g}\right).$$

Die verfügbare Arbeit ist

$$A_0 = Q\,\gamma\,H,$$

somit der Arbeitsverlust

$$A_1 = A_0 - A = Q\,\gamma\,\frac{c_2^2}{2\,g};$$

derselbe ist gleich der im abfließenden Wasser enthaltenen Energie und gleich groß dem früher ermittelten Verlust im Falle $w_2 = w_1$, d. h. Überdruck $= 0$.

Unter den gemachten Voraussetzungen (Vernachlässigung der Schwere und widerstandslose Bewegung) ist es, sofern c_2 gleich groß ist, für die Arbeitsfähigkeit des Wassers gleichgültig, ob die Durchflußgeschwindigkeit w konstant, also der Überdruck in I gleich Null ist, das Wasser sonach nur abgelenkt wird, oder ob w entsprechend einem in I vorhandenen Überdruck veränderlich ist, die Geschwindigkeit w sich demnach sowohl nach Größe als nach Richtung ändert.

B. Wasserkraftanlagen.

Die Konzentrierung des Gefälles zwischen zwei Punkten des Wasserlaufes an einem bestimmten, zwischenliegenden Punkt erfolgt durch Anstauung des Wassers und Überführung desselben auf einem, möglichst geringen Widerstand bietenden Weg (Wasserführung).

Zum Anstauen dienen Wehre, entweder fest (dicht), wenn dadurch die ganze Flußbreite dauernd abgesperrt wird, oder beweglich (licht), wenn die Durchflußöffnung veränderlich ist (Schleusen- oder Schützenwehre, Klappen-, Trommel-, Nadelwehre). Je nachdem die Wehroberkante (Wehrkrone) über oder unter dem Unterwasser liegt, unterscheidet man Überfall- oder Grundwehre.

Bei veränderlichem Wasserstand kann dasselbe Wehr Grund- und Überfallwehr sein, wenn die Wehrkrone zwischen dem höchsten und niedrigsten Unterwasser, d. i. das hinter (wasserabwärts) der Stauvorrichtung befindliche Wasser, liegt.

Die Anordnung des Wehres erfolgt zweckmäßig normal zum Flußlauf und, sofern fest, an möglichst breiter Stelle desselben, um die Hochwasserabfuhr zu erleichtern, den Hochwasserstau gering zu halten.

Oberhalb des Wehres[1]), parallel zum Flußlauf, wird der Obergraben angeschnitten; der Eintrittwiderstand bei der Ablenkung des Wassers um ca. 90° wird durch große Eintrittfläche (geringe Geschwindigkeit) klein gehalten.

Die Anordnung des Einlaufes nahezu senkrecht zum Flußlauf (Fig. 712) gestattet zwar die Nutzbarmachung der Wassergeschwindigkeit im Flußlauf für Zwecke des Eintrittes, wirft aber auch das Geschiebe in den Obergraben, ist daher unzweckmäßig.

---

[1]) Vergl. A. Pfarr, „Neuere Turbinenanlagen, ausgeführt von der Maschinenfabrik von J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz". (Z. d. V. d. I. 1897, S. 792 u. ff.)

Am Einlauf ist ein Rechen und eine über Hochwasser abschließende Absperrschütze anzubringen.

Die Wasserführung erfolgt entweder mittels offenen Grabens (Werkkanal, Gerinne) oder geschlossener Rohrleitung oder beides, je nach Gefälle und Geländeverhältnissen.

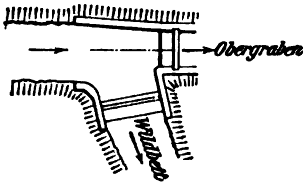


Fig. 712.

Die Anlegung der Grabensohle ist mit dem nach Gl. 122 (S. 810) errechneten relativen Wasserspiegelgefälle zu bewirken. Geringhaltung desselben und damit des gesamten Widerstands- oder Transportgefälles bedingt geringe Geschwindigkeit, 0,25 bis 1,25 m bei offenen Graben und Gerinnen, bei Rohrleitungen bis zu 3 m und darüber, je nach Gefälle; bezüglich der Wassergeschwindigkeit im Graben ist von dem, für den jeweils vorliegenden Fall als zulässig erachteteten Gefällverlust infolge der Bewegunswiderstände auszugehen. Bei gleicher Geschwindigkeit nimmt derselbe mit dem Verhältnis $\frac{\text{benetzter Umfang}}{\text{Wasserquerschnitt}} = \alpha$ ab: für offene Graben mit Rechteckquerschnitt (senkrechte, gemauerte oder hölzerne Kanalwände) wird dieses Verhältnis am kleinsten, wenn die Wassertiefe = halber Breite ist, also $b = 2a$; bei trapezförmigem Querschnitt (Fig. 713, Neigungswinkel der Kanalwände entsprechend dem Böschungswinkel des betreffenden Materials, andernfalls event. befestigte Wände) ist die Wassertiefe ungefähr der halben mittleren Querschnittsbreite zu machen.

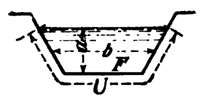


Fig. 713.

Wenn möglich, ist die Sohle wegen der Querschnittsverminderung durch event. Eisbildung etwas tiefer anzuordnen, als der Rechnung zugrunde gelegt wurde.

Bei stark Geschiebe führendem Wasserlauf ist hinter dem Einlauf eine nach dem Wildbett führende Kiesschütze anzuordnen.

Im Falle der Zuführung des Wassers mittels Rohrleitung ist bei der hier üblichen, verhältnismäßig großen Geschwindigkeit besonders auf Geringhaltung des Eintrittwiderstandes durch Abrundung der Kanten am Einlaufquerschnitt und ferner darauf zu achten, daß dessen Scheitel in genügender Tiefe unter dem Oberwasserspiegel liegt, damit keine Luft eingezogen wird (Fig. 714). Im übrigen sind Querschnitts- und Richtungsänderungen tunlichst zu vermeiden und letztere, sofern sie wegen der Geländeverhältnisse unumgänglich sind, durch Krümmungen mit großem Halbmesser zu bewirken. Längere Rohrleitungen werden durch Einschaltung gut verankerter Fixpunkte und nachgiebiger (Expansions-)Stücke in Unterabteilungen zerlegt, um sich sowohl dem Gelände anschmiegen zu können, als auch Längenänderungen infolge

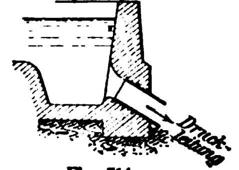


Fig. 714.

Temperaturschwankungen bei über Tage liegender Leitung nach Möglichkeit unschädlich zu machen. Auf die elastische Nachgiebigkeit der Dichtungen oder der in Blech gefertigten Krümmer ist sicherheitshalber nicht zu rechnen.

Bisweilen liegen die Verhältnisse derart, daß von der Wasserfassung ein Graben oder Stollen mit geringem Gefälle nach einem sogenannten Wasserschloß geführt wird, von wo das Wasser durch stark fallende Druckrohre auf kürzestem Wege den Kraftmaschinen zugeführt wird (Fig. 714). Vergl. außerdem in dieser Richtung die Veröffentlichungen in der Schweizerischen Bauzeitung über die Ausführungen für das Elektrizitätswerk an der Sihl, 1897; Karbidwerk Flums, 1901; Elektrizitätswerk der Papierfabrik Albbruck, 1903; Elektrizitätswerk Kubel bei St. Gallen, 1904; sowie von E. Reichel, Elektrizitätswerk für die Karbidfabrik der Bosnischen Elektrizitäts-A.-G. in Jajce, Z. d. V. D. I. 1900, S. 1348 u. ff., aus denen auch Einzelheiten der Wehranlage und Wasserfassung zu ersehen sind.

An der Kraftstation ist bei Zuleitung durch offenen Graben wie beim Wasserschloß Rechen- und Schützenanlage erforderlich; für die Lichtweite des Rechens sind event. vorhandene, die Fischzucht betreffende Bestimmungen und bei Turbinenbetrieb — behufs Vermeidung von Verstopfungen — die kleinste Schaufelweite des Turbinenlaufrades bestimmend; sehr kleine Turbinenlaufräder zwingen zu größerer Rechenweite, als der kleinsten Lichtweite der Räder entspricht.

Die benetzte Rechenfläche ist von der Durchflußgeschwindigkeit abhängig, welche zwecks Geringhaltung des Rechenverlustes klein gewählt wird, etwa 0,25 bis 0,50 m.

Für die Stablänge ist die Möglichkeit des Reinigens des Rechens bestimmend; die Stäbe reichen bis über den höchsten Wasserstand, oder das Hochwasser wird im Falle zu großer Stablänge durch eine besondere Hochwasserschutzwand abgehalten.

Nicht zu übersehen ist die Anordnung einer Leerschütze (Freiarche, Grundablaß), event. mit Eisablaßvorrichtung dadurch, daß die Tafel zweiteilig und zum Kuppeln beider Teile eingerichtet ist.

Im Interesse gleichmäßigen Zuflusses für den am gleichen Werkkanal befindlichen Unterlieger (Wasserberechtigten) ist die Anordnung eines reichlichen, möglichst breiten Überfalles oder Übereiches erforderlich, namentlich bei langem Obergraben und stark schwankendem Kraftbedarf der Anlage, besonders wenn diese mit selbsttätiger Regulierung ausgestattet ist.

Die Kupplung der Einlaßschütze mit der Leerschütze (Wechselfalle) derart, daß beim Schließen ersterer sich letztere um gleich viel öffnet, ist unwirtschaftlich.

Rücksichtlich der Anlagekosten ist die Kraftanlage möglichst nahe dem Ende der Wasserführung anzuordnen, damit der kostspieligere Untergraben kurz ausfällt. Derselbe erhält eine horizontale oder nach dem Wildbett ansteigende Sohle, letzteres besonders bei Turbinen mit Sauggefälle.

Gefälle.

Das für die Leistung der Wasserkraftmaschinen maßgebende Nutz- oder Nettogefälle H_n ist gleich dem Brutto-

oder geodätischen Gefälle abzüglich aller durch die Wasserführung bedingten Gefällverluste; die im ankommenden Wasser enthaltene und die für Abfluß desselben aufzuwendende Bewegungsenergie sind zu berücksichtigen [1]. Hiernach ist an Hand der Fig. 715 der Höhenunterschied zwischen A und B die aufzuwendende Druckhöhe zur Erzeugung der Eintrittgeschwindigkeit, sofern die Wassergeschwindigkeit im Flußlauf hierzu nicht herangezogen wird, und zur Überwindung des Eintrittwiderstandes, also

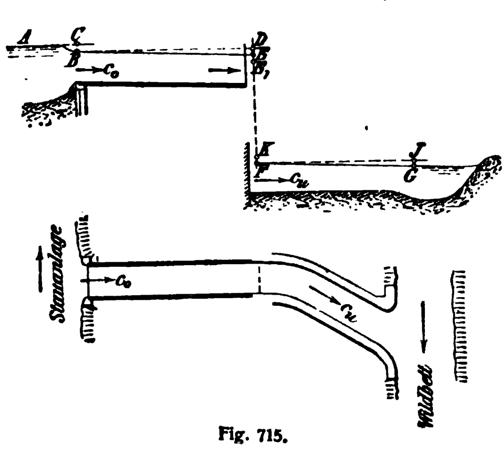


Fig. 715.

$$\overline{BC} = (1 + \zeta_0)\frac{c_0^2}{2g}.$$

Der Höhenunterschied zwischen B und E ist das Widerstandsgefälle im Obergraben, sofern $c_0 = c_E =$ konstant ist, bezw. derjenige zwischen B und E_1 die Summe von Widerstands- und Beschleunigungsgefälle, wenn die Geschwindigkeit derart zunimmt, daß $c_{E_1} > c_E$.

Im Untergraben ist das Widerstandsgefälle $= \overline{GJ}$ und die zur Erzeugung der Abflußgeschwindigkeit aufzuwendende Druckhöhe

$$\overline{KF} = \frac{c_u^2}{2g};$$

es folgt somit

$$H_n = \frac{c_0^2}{2g} + \overline{EK} = \frac{c_0^2}{2g} + \overline{EF} - \frac{c_u^2}{2g},$$

sofern $c_0 =$ konst., bezw.

$$H_n = \frac{c_0^2}{2g} + \overline{E_1K} = \frac{c_0^2}{2g} + \overline{E_1F} - \frac{c_u^2}{2g},$$

wenn $c_0 = c_E$, nicht konst., die Geschwindigkeit des in E_1 ankommenden Wassers ist.

Nur wenn $c_u = c_0$ ist, ergibt sich als Nettogefälle die Wasserspiegelhöhendifferenz am Motor zwischen den Querschnitten, in denen die Wassergeschwindigkeiten c_0 bezw. c_u sind.

In vielen Fällen ist c_u wenig von c_0 verschieden, so daß mit der Höhendifferenz der Wasserspiegel als Nutzgefälle gerechnet werden darf.

---

[1] C. v. Bach, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1872, S. 289 u. f., sowie „Die Wasserräder", Stuttgart 1886, Konrad Wittwer.

Die Zuflußgeschwindigkeit c_0 wird bisweilen für Eintrittzwecke nur mangelhaft ausgenutzt[1], der Verlust ist auf das Konto der Kraftmaschine zu setzen; dagegen wird bei gewissen Anordnungen das Wasser dem Untergraben mit der richtigen Geschwindigkeit nach Größe und Richtung zugeführt; die Höhe $\overline{KF}$ ist dem Motor gutzuschreiben.

Bei Zuführung mittels Rohrleitung ist der mit derselben verknüpfte Verlust, wenn er nicht zu Lasten der Kraftmaschine geht, wie es meist der Fall ist, auszuschalten; es wird der hydraulische Druck am Motor mittels Manometers gemessen. Die Zurechnung der Geschwindigkeitshöhe gibt die hydrostatische Druckhöhe im Einlauf; der andere Teil des Gefälles, vom Einlauf bis Unterwasserspiegel, ist leicht bestimmbar.

Das Gefälle selbst ist mit der Wassermenge derart veränderlich, daß mit Zunahme letzterer das Gefälle abnimmt und umgekehrt. Es steigt bei Stauanlagen mit zunehmender Wassermenge der Unterwasserspiegel rascher an als der Oberwasserspiegel — das Gefälle nimmt ab. Bei abnehmender Wassermenge sinkt der Oberwasserspiegel langsam und verbleibt schließlich (vom Abarbeiten abgesehen, im Falle die verarbeitete Wassermenge vorübergehend größer ist, als die vom Flußlauf dargebotene) in Wehrkronenhöhe, während der Unterwasserspiegel unabhängig vom Oberwasserspiegel weitersinkt — das Gefälle nimmt zu.

C. Unterschied zwischen Wasserrädern und Turbinen.

Das im Wasser enthaltene Arbeitsvermögen drückt sich aus durch

$$A = 1000\,Q\,H,$$

worin bezeichnet

Q die sekundliche Wassermenge in cbm, H das Gefälle in m.

Das Wasser fällt entweder mit gleichförmiger Geschwindigkeit von der Höhe H herab, indem es Zellen füllt und auf diese drückend niedersinkt: Wirkungsweise des Wassers durch sein Gewicht in Wasserrädern — Ausnutzung der potentiellen Energie des Wassers —, oder es fließt mit einer Geschwindigkeit, welche der nutzbaren Gefällhöhe H (oder einem Teile derselben, vergl. S. 828) entspricht, aus und wird durch gekrümmte Schaufeln abgelenkt, hierdurch einen Druck (Reaktion) auf dieselben ausübend: Wirkungsweise des Wassers vermöge seiner Geschwindigkeit in Turbinen — Ausnutzung der kinetischen Energie —.

Der der Höhe H entsprechende hydrostatische Druck kann auf den in einem Cylinder hin und her gehenden Kolben wirken und damit durch einen Kurbelmechanismus die für Kraftmaschinen geeignete Rotationsbewegung erzeugt werden: Wirkungsweise der Wassers in Wassersäulenmaschinen (Umkehrung der Kolbenpumpen).

D. Wasserräder[2].

Je nachdem der Wassereintritt im Scheitel — bei großer Umdrehungszahl auch vor dem Scheitel — des Rades erfolgt oder aber das Wasser demselben durch eine besondere Einlaufvorrichtung (Kulisse)

---

[1]) Dr. R. Camerer, „Neue Diagramme zur Turbinentheorie", S. 8 u. f., Berlin 1902, Rich. Dietze.

[2]) Nach C. v. Bach, „Die Wasserräder", II. Teil, Stuttgart 1886, Konrad Wittwer.

in bestimmter Richtung oberhalb der Höhe der Radachse oder in der Mitte des Rades zugeführt wird, unterscheidet man oberschlächtige und rücken- oder mittelschlächtige Wasserräder; letztere werden auch als Wasserräder mit Külisseneinlauf bezeichnet.

Bei Wasserrädern mit Überfalleinlauf erfolgt der Wassereintritt zumeist unterhalb der Höhe der Radachse durch eine Überfallschütze. Bei den unterschlächtigen Wasserrädern wirkt das im unteren Teile des Radumfanges eintretende Wasser entweder nur durch Stoß (reine Stoßräder) oder aber zum größeren Teile durch Aktion auf die radialen oder wenig geneigten bezw. gekrümmten Radschaufeln ein.

Es sei

Q die zufließende Wassermenge in cbm/sek,
H das wirksame Gefälle in m,
$N = \frac{1000\,QH}{75}$ die verfügbare Arbeitsstärke der Wasserkraft in PS,
$N_n = \eta\,N$ die Nutzleistung des Rades in PS,
$\eta = N_n : N$ der Gesamtwirkungsgrad des Rades,
n die minutliche Umdrehungszahl des Rades,
$D = 2\,R$ der äußere Durchmesser des Rades in m,
b die lichte Radbreite und a die lichte Radtiefe in m,
z die Anzahl der Schaufeln,
$t = \pi D : z$ die Schaufelteilung in m,
$u = \frac{2\pi R n}{60}$ die Umfangsgeschwindigkeit des Rades in m/sek,
$q = \frac{60\,Q}{z\,n}$ das in einem Schaufelraume enthaltene Wasser in cbm,
$E = \frac{Q}{a\,b\,u}$ der Füllungskoeffizient,
g die Beschleunigung durch die Schwere $= 9{,}81$ m/sek^2.

a) Oberschlächtige Wasserräder.

Man wählt die Umfangsgeschwindigkeit je nach dem verfügbaren Gefälle

$$u = 1{,}5 \text{ bis } 2{,}0 \text{ m/sek.}$$

Für die wagerechte Komponente c_h der Geschwindigkeit des Wasserstrahles im Punkte A (Fig. 716) kann als erster Anhalt dienen

$$c_h = 2{,}5\sqrt{u};$$

die hierzu erforderliche Druckhöhe ist

$$h_0 = (1 + \zeta')\frac{c_h^2}{2g},$$

worin für den Widerstandskoeffizienten ζ', je nachdem der Einlauf mehr oder weniger sorgfältig ausgeführt wird, 0,1 bis 0,15 gesetzt werden kann.

Die Mittellinie $A\,B\,P$ des Wasserstrahles ist eine Parabel mit A als Scheitel (bestimmt durch h_0), der Wagerechten c_h als Scheiteltangente, der durch A gezogenen Lotrechten als Hauptachse, dem Parameter $2p$ und mit dem um

$$A\,G = \frac{p}{2} = \frac{c_h^2}{2g} = \frac{h_0}{1 + \zeta'}$$

Füllungen geht man mit diesem Halbmesser bis zu 0,9 R, bei kleinen herab bis auf 0,85 R. Die Deckung e kann etwa $\frac{1}{4}\,t$ betragen.

Die Schaufelteilung t, d. h. die mittlere Entfernung zweier Schaufeln am äußersten Radumfange, ist gleich dem $\frac{4}{3}$- bis $\frac{3}{2}$fachen der Länge des Einlaufbogens CD (Fig. 716) zu nehmen.

Mit t folgt die vorläufige Schaufelzahl

$$z = \frac{\pi D}{t}.$$

Mit Rücksicht auf die Konstruktion des Rades ist z als ein Vielfaches der Armzahl zu wählen; diese kann (wenn D in m) etwa

$$D + 2 \text{ bis } D + 3$$

genommen werden.

Der Gesamtwirkungsgrad richtig gebauter oberschlächtiger Wasserräder beträgt bei größeren Gefällen bis $\eta = 0{,}85$.

b) Wasserräder mit Kulisseneinlauf.

Sie werden bei veränderlichem Ober- und Unterwasserspiegel und nicht zu großen veränderlichen Wassermengen und Gefällen angewendet.

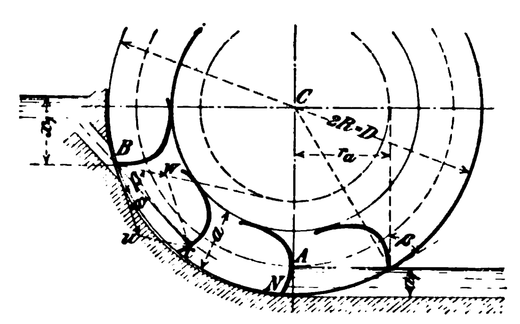


Fig. 718.

Für Schaufelräder nach Fig. 718, die im Unterwasser eintauchen, kann der Raddurchmesser genommen werden

$$D = H + 3{,}5 \text{ m},$$

ferner die Umfangsgeschwindigkeit, je nach Umständen,

$$u = 1{,}6 \text{ bis } 2{,}2 \text{ m/sek.}$$

Die Radtiefe kann etwa betragen

$$a = 0{,}4 \sqrt[3]{\frac{D}{H}} \text{ bis } 0{,}5 \sqrt[3]{\frac{D}{H}}$$

und mehr, namentlich dann, wenn der Unterwasserspiegel stark veränderlich ist.

Für die Radbreite gilt

$$b = \frac{Q}{a u \varepsilon}, \text{ worin } \varepsilon = {}^1/_3 \text{ bis } {}^2/_3,$$

und für die Schaufelteilung

$$t = 0{,}5\, a \text{ bis } 0{,}7\, a.$$

Schaufel- und Armzahl sind wie bei oberschlächtigen Wasserrädern zu wählen.

Unter der Voraussetzung, daß das Wasser unmittelbar vom Rade angenähert mit der Geschwindigkeit u abfließt, kann die Eintauchtiefe genommen werden

$$a_1 = \frac{Q}{b u}.$$

Der Spielraum zwischen eisernen Rädern und dem steinernen Kropf kann 5 mm und weniger betragen.

Die Richtung des äußersten Schaufelmantels wird bestimmt durch

$$r_a = \sqrt{R^2 - (R - a_1)^2}; \quad \sin \beta = (R - a_1) : R.$$

Hiervon kann man etwas nach oben oder unten abweichen, und zwar um so mehr, je weniger Wert darauf gelegt wird, daß die Schaufeln aus dem Unterwasserspiegel lotrecht austauchen.

Schaufelform. Bei lotrechtem Austauchen ist NA die Evolvente an dem Grundkreise vom Halbmesser $CA = R \sin \beta = R - a_1$ oder ein Kreisbogen, der sich dieser Evolvente möglichst anschließt. Von A an ist die Schaufel rasch nach oben zu krümmen, sowie derart und so weit zu führen, daß kein Wasser in das Radinnere übertreten kann.

Einlauf. Der Winkel α, unter dem die Kulissen an das Rad anschließen, ergibt sich aus $\operatorname{tg} \alpha \sim 0{,}5$.

Damit folgt die Größe der absoluten Eintrittgeschwindigkeit c für die oberste Kulisse zu

$$c = u \frac{\sin \beta}{\sin (\beta - \alpha)}.$$

Die Tiefe des Punktes B unter dem Oberwasserspiegel wird

$$x_1 = (1 + \zeta') \frac{c^2}{2 g},$$

worin — für mittlere Verhältnisse — $\zeta' = 0{,}12$ bis $0{,}15$ gesetzt werden kann.

Kulissenform. Je nach der verfügbaren Wassermenge Q wählt man die Anzahl der übereinanderliegenden Kulissen (Weite derselben etwa $s = 0{,}06$ bis $0{,}10$ m) und nähert sie dem Radumfange derart, daß ihre Mittellinien mit diesem den Winkel α bilden, bestimmt sodann den Schwerpunkt jeder Austrittöffnung und mißt die demselben entsprechende Druckhöhe h. Die aus jeder Öffnung sekundlich ausströmende Wassermenge beträgt dann

$$q = \mu\, b_0\, s \sqrt{2 g h},$$

worin noch b_0 die lichte Kulissenbreite, μ den Ausflußkoeffizienten (und zwar μ bis 0,94 bei eisernen Radschaufeln, bei hölzernen um 5% bis 10% kleiner) bedeutet.

Die Stärke des Kulissenbleches kann 5 bis 8 mm genommen werden.

Es muß nun

$$\Sigma q = Q$$

sein; andernfalls ist die gewählte Anzahl der Kulissen bezw. deren Weite entsprechend zu ändern. Außerdem ist nachzurechnen, ob die gegebene Wassermenge auch durch die oberen Querschnitte der Kulissen einzutreten imstande ist.

Es empfiehlt sich, bei z. B. drei Kulissen die sekundlich durchfließenden Wassermengen etwa

$$q_1 = q_2 = q_3$$

zu machen und die Kulissenwerte hiernach rechnerisch zu ermitteln.

Zu den Arbeitsverlusten beim Eintritt und Austritt des Wassers, die bei diesem Rade im allgemeinen kleiner sind als beim oberschlächtigen Rade, kommen noch solche während des Verweilens des Wassers im Rade hinzu.

Der Gesamtwirkungsgrad erreicht trotzdem, bei richtig entworfenen und sorgfältig ausgeführten Rädern (Gefälle von 3 m bis 4 m vorausgesetzt), den Wert $\eta = 0{,}85$; dabei soll die Geschwindigkeit, die das Wasser beim Verlassen des Rades besitzt, für den Abfluß nutzbar gemacht werdrn.

c) Wasserräder mit Überfalleinlauf.

Diese Räder sind für kleine und mittlere Gefälle, besonders bei stark veränderlichem Unterwasserspiegel, geeignet. Die Ausführungen zeigen entweder gewöhnliche kurze Schaufeln oder solche, die nach Zuppinger weit in das Innere des Rades treten.

Die Konstruktion der Räder stimmt mit derjenigen der Kulissenräder nahezu überein. Der einzige Unterschied besteht darin, daß das Wasser über eine Schütze fallend und nicht durch eine Führung nach unten gezwungen in das Rad eintritt.

Man findet für den Durchmesser gewöhnlicher Räder

$$D = 3\,H \text{ bis } 4\,H$$

und für die Umfangsgeschwindigkeit etwa

$$u = 1{,}4 \text{ bis } 1{,}7 \text{ m/sek.}$$

Einlauf. Die Stellung A (Fig. 719) der mit Leitblech versehenen Schütze beim Überfließen der normalen Wassermenge Q ist bestimmt durch

$$Q = \mu\, b_0\, h \sqrt{2\,g\,h},$$

worin b_0 die nutzbare Überfallbreite, h die Tiefe des Punktes A unter dem Oberwasserspiegel und $\mu = 0{,}50$ bis herab auf $\mu = 0{,}45$ (bei Holzschaufeln) bedeutet.

Für die mittlere Schicht $A_m X S$, in der der ganze Wasserstrahl zusammengedrängt gedacht werden kann, ergibt sich aus

$$0{,}5\, Q = \mu\, b_0\, h_m \sqrt{2\,g\,h_m}$$

der Scheitel A_m der Parabel, deren Brennpunkt G um

$$A_m G = 10/11\, h_m$$

unter A_m liegt.

Alsdann berechnet man die Eintauchtiefe a_1 (s. S. 823) und erhält damit den Abstand

$$R - (H + a_1),$$

um den die Radachse senkrecht über dem Oberwasserspiegel liegt. Von einem Punkte der hierdurch bestimmten Wagerechten ist mit R als Halbmesser ein Kreis zu beschreiben derart, daß sein Schnittpunkt X mit der Parabel um etwa 0,40 m bis 0,45 m unter dem Oberwasser liegt. Für den Schnittpunkt X wird das Parallelogramm der Geschwindigkeiten mit

$$c = 0{,}95\sqrt{2\,g\,X}$$

gezeichnet und sodann geprüft, ob die Zerlegung von c in Richtung des Radumfanges eine Komponente ergibt, die nahezu gleich der Umfangsgeschwindigkeit u des Rades ist. In diesem Falle kann X für

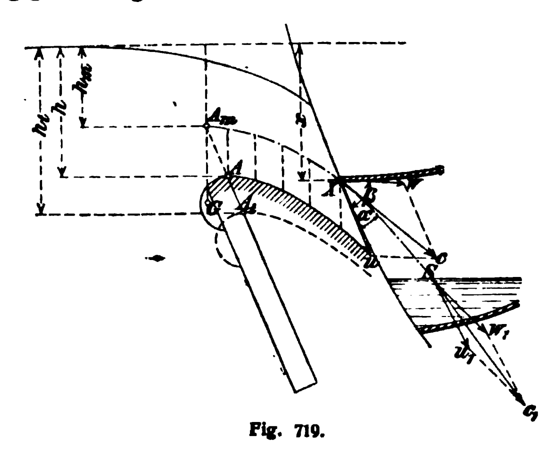


Fig. 719.

den Eintritt des mittleren Wasserstrahles beibehalten werden. Andernfalls ist der Mittelpunkt des Rades auf der vorgenannten Wagerechten zu verschieben oder der Radhalbmesser R oder auch die Umfangsgeschwindigkeit u entsprechend zu ändern. Der tiefste Stand der Schütze (Stellung A_t derselben) ergibt sich aus

$$Q_{\max} = \mu\, b_0\, h_t \sqrt{2\,g\,h_t},$$

wenn $Q_{\max}$ die größte Wassermenge (in cbm/sek) ist, die noch überfließen soll.

Der Wirkungsgrad dürfte etwa $\eta = 0{,}60$ bis $0{,}65$ betragen.

Bei den Zuppingerschen Rädern ist auf ein senkrechtes Austreten der Schaufeln aus dem Unterwasser verzichtet. Der betreffende Neigungswinkel gegen die Wagerechte ist hier 70° bis 75° — bei einer Eintauchtiefe $a_1 = 0{,}3$ m — zu nehmen; er soll bei dem höchsten in Rücksicht zu ziehenden Wasserstande noch mindestens 45° bis 55° betragen.

Die Radtiefe a hängt von der Veränderlichkeit des Unterwasserspiegels ab und liegt etwa zwischen $^1/_3\,R$ und $^2/_3\,R$ (R = Radhalbmesser); jedenfalls muß a so bemessen werden, daß das Wasser nicht in das Radinnere übertreten kann.

Die Umfangsgeschwindigkeit kann

$$u = 1{,}1 \text{ bis } 1{,}3 \text{ m/sek},$$

der Raddurchmesser

$$D = 2(H + a_1 + 0{,}7 \text{ bis } 1{,}2 \text{ m})$$

(mit $a_1 = 0{,}3$ bis 0,5 m) gewählt werden.

Der Füllungskoeffizient soll

$$\varepsilon = 0{,}5$$

nicht überschreiten.

Der Wirkungsgrad beträgt

$$\eta = 0{,}65 \text{ bis } 0{,}78.$$

d) Unterschlächtige Wasserräder.

Sie werden für kleine Gefälle ($H = 0{,}2$ bis 1,5 m), und zwar entweder als reine Stoßräder mit radialen oder wenig geneigten Schaufeln oder nach Poncelet mit gekrümmten Schaufeln ausgeführt. Im letzteren Falle wirkt das Wasser zum größten Teil durch Aktion auf die Schaufeln ein. Die Räder laufen in einem geraden Gerinne mit Steigung von 1 : 20 oder in einem kleinen Kropf. Das Wasser fließt unter einer um etwa 60° gegen die Wagerechte geneigten Spannschütze dem Rade zu.

Für Stoßräder ($\eta \leqq 0{,}35$) kann $u = 0{,}4\sqrt{2gH}$ und D bis zu 6 m, für Ponceleträder ($\eta \leqq 0{,}7$) $u = 0{,}55\sqrt{2gH}$, $D = 4H$, $\varepsilon = 0{,}5$, $a = 0{,}75$ bis 1,2 m und $t = 0{,}3\,H$ gewählt werden.

E. Turbinen[1]).

Je nach der Richtung des dem Laufrade zufließenden Wassers unterscheidet man Achsial-, Radial- oder Diagonalturbinen; der Wassereintritt erfolgt parallel, senkrecht oder schräg zur Turbinenachse.

Bei Radialturbinen kann außerdem das Wasser am äußeren oder inneren Umfange des Laufrades eintreten; man spricht von solchen mit äußerem oder innerem Leitrad bezw. äußerer oder innerer Beaufschlagung. Das Wasser kann hierbei von oben oder unten zugeführt werden.

Hinsichtlich der hydraulischen Wirkung des Wassers ist zu unterscheiden zwischen Reaktions- oder Überdruckturbinen und Aktions- oder Druckturbinen. Bei ersteren ist die Wassergeschwindigkeit beim Eintritt in das Laufrad kleiner, als der Gefällhöhe entspricht — es ist ein auf Vermehrung der relativen Wassergeschwindigkeit hinwirkender Überdruck (Pressung) vorhanden; das Wasser leistet Arbeit durch Änderung der Richtung und Größe seiner relativen Geschwindigkeit. Bei den Druckturbinen ist das gesamte vorhandene Gefälle in Geschwindigkeit umgesetzt — die Wasserpressung beim Eintritt ins Laufrad ist Null, das Wasser leistet

[1]) Vergl. G. Meißner, „Theorie und Bau der Turbinen und Wasserräder“, Jena 1898, H. Costenoble. — C. v. Bach, „Die Wasserräder“, I. Teil, Stuttgart 1886, Konrad Wittwer. — Ernst A. Brauer, „Grundriß der Turbinentheorie“, Leipzig 1899, S. Hirzel. — Dr. Gustav Zeuner, „Vorlesungen über Theorie der Turbinen“, Leipzig 1899, Arthur Felix. — Gustav Herrmann, „Die graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen“, Berlin 1887, Leonhard Simion.

Arbeit nur vermöge der Richtungsänderung seiner relativen Geschwindigkeit. Je nachdem hierbei das Wasser die Laufradzellen vollständig ausfüllt oder dieselben in einem Strahle, nur eine Fläche der Schaufel berührend, durchfließt, unterscheidet man Grenzturbinen und Strahlturbinen.

Das Wasser wird dem Laufrad entweder auf dessen ganzem Umfang zugeführt: Vollturbinen, oder nur auf einem Teil desselben: Partialturbinen.

Durch Teilung der Eintrittbreite, sei es zwecks gesicherter Wasserführung oder aus konstruktiven oder anderen Gründen, erhält man mehrkränzige Turbinen im Falle achsialen Durchflusses, oder mehretagige Turbinen bei radialem Durchfluß.

Wenn die Turbinenleistung dem veränderlichen Kraftbedarf durch Änderung der zu verarbeitenden Wassermenge angepaßt werden kann, spricht man von Regulier- oder regulierbaren Turbinen.

Hinsichtlich der ersten konstruktiven Durchbildung in Verbindung mit der hydraulischen Wirkung des Wassers bezeichnet man die mit Überdruck arbeitende Achsialturbine als Jonval-Turbine (zuerst von Henschel & Sohn in Cassel gebaut und kurz darauf dem Werkmeister Jonval in Mülhausen durch französisches Patent geschützt), die ohne solchen arbeitende Druckturbine als Girard-Turbine, die mit Überdruck und äußerem Leitrad arbeitende Radialturbine als Francis-Turbine und die Radialturbine mit innerem Leitrad in Anordnung mit stehender Welle ganz allgemein als Fourneyron-Turbine[1]). Die Girard-Turbinen mit radialem Durchfluß und innerer teilweiser Beaufschlagung in Ausführung mit horizontaler Achse heißen nach ihrem ersten Erbauer Schwamkrug-Turbinen.

Allen Turbinen gemeinschaftlich ist

1. ein Leitapparat oder Leitrad, bestehend entweder aus feststehenden, in Eisen oder Stahl gegossenen, schmiedeisernen oder Stahlblechschaufeln oder aus drehbaren Leitschaufeln, welche je nach Wassergeschwindigkeit und Abmessungen aus Gußeisen, Stahlguß oder Bronze bestehen, oder aus einem bezw. mehreren Leitkanälen, die mittels Stempels oder Zungenschiebers geschlossen werden;
2. ein Laufrad aus Gußeisen, Stahlguß oder Bronze mit ebensolchen Schaufeln oder eingegossenen Stahlblechschaufeln;
3. eine Welle, entweder aus Flußstahl, massiv, oder aus Gußeisen bezw. Stahlguß, hohl, samt Standsäule oder Tragstange;
4. bei vorhandener, in Richtung der Achse wirkender und abzufangender Kraft ein Spurzapfen, sowie Führungslager der Turbinenwelle und
5. Vorrichtungen zum Regulieren bezw. Absperren des Wassers.

Allgemeine Gleichungen der Turbinentheorie.

Es bezeichne mit Bezugnahme auf Fig. 720

c_0 die Austrittgeschwindigkeit aus dem Leitrade,

c_1 die absolute Geschwindigkeit für den Eintritt in das Laufrad,

[1]) Die Konstruktion mit Wasserzuführung von oben rührt von Fourneyron, diejenige mit unterer Beaufschlagung von Nagel her.

u_1 die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades an der Eintrittstelle,
u_2 " " " " " " Austrittstelle,
w_1 die relative Wassergeschwindigkeit an der Eintrittstelle ins Laufrad,
w_2 die relative Wassergeschwindigkeit an der Austrittstelle aus dem Laufrad,
c_2 die absolute Wassergeschwindigkeit an der Austrittstelle aus dem Laufrad, sämtliche Geschwindigkeiten in m/sek,
α den Winkel zwischen c_1 und u_1,
β " " " w_1 " u_1,
γ " " " w_2 " $-u_2$,
a_0, a_1, a_2 die Lichtweiten der Schaufelöffnungen am Austritt des Leitrades bezw. am Ein- und Austritt des Laufrades,

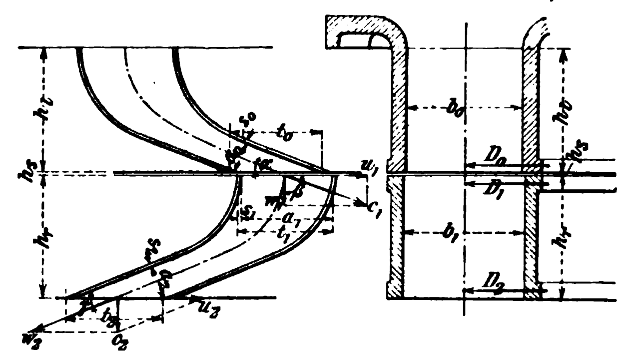


Fig. 720.

b_0, b_1, b_2 die lichten Breiten an den bezüglichen Stellen von Leit- und Laufrad,
s_0, s_1, s_2 die Schaufeldicken an den bezüglichen Stellen von Leit- und Laufrad,
t_0, t_1, t_2 die Schaufelteilungen an den bezüglichen Stellen von Leit- und Laufrad,
z_0, z die Zahl der Schaufeln von Leit- bezw. Laufrad,
hl, h_r, h_s die Höhen des Leitrades, Laufrades bezw. Kranzspaltes,
D_0, D_1, D_2 die Durchmesser des Leitrades an der Austrittstelle bezw. des Laufrades an der Ein- resp. Austrittstelle, bei nicht radialem Durchfluß die mittleren Durchmesser der Ein- bezw. Austrittflächen,
H allgemein das Gefälle, sämtliche linearen Abmessungen in m,
Q die sekundlich zu verarbeitende Wassermenge in cbm,
$g = 9{,}81$ m/sek² die Beschleunigung durch die Schwere,
n die minutliche Umdrehungszahl des Laufrades;

es bezeichne ferner jeweils

ιH_n die Widerstandshöhe, also ι den verhältnismäßigen Teil des Nutzgefälles, welcher zur Überwindung des auftretenden Widerstandes aufzuwenden ist, kurz die den Gefällverlust messende

Zahl in Teilen des Gesamtgefälles — es ist z. B. (Fig. 721) $\iota_2 H_n$ die Widerstandshöhe für die Wasserbewegung im Laufradkanal (zwischen 1 und 2) —,

c_y die Abflußgeschwindigkeit in m/sek aus der Turbine (Fig. 721).

Wie S. 818 unter „Gefälle" erörtert, ist eine Abflußgeschwindigkeit c_u im Untergraben erforderlich. Entläßt nun der Motor das Wasser mit einer Geschwindigkeit c_y, welche mit c_u nach Größe und Richtung übereinstimmt (Fig. 721), so ist die Höhe KF (Fig. 715) nicht besonders aufzuwenden; der Höhenunterschied der Wasserspiegel am Motor, bezogen auf den berichtigten Oberwasserspiegel, ist um $\frac{c_u^2}{2g}$ größer als im Falle der Nichtausnutzung von c_y (Fig. 715 und Fig. 730). Die Wasser-

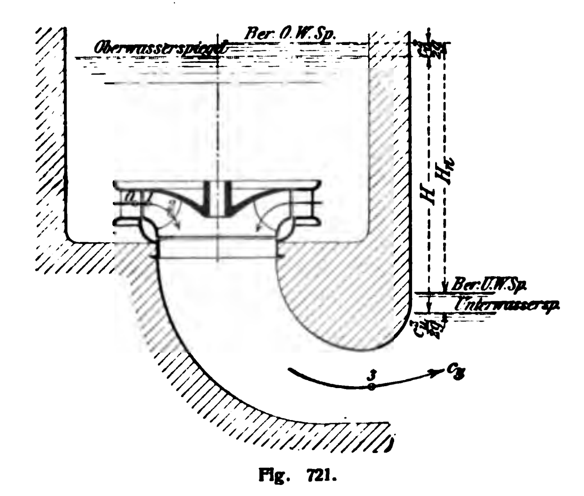


Fig. 721.

geschwindigkeiten in der Turbine sind bestimmt durch den bezeichneten Höhenunterschied der Wasserspiegel:

$$H' = H + \frac{c_0^2}{2g} \text{ bezw. } H_n = H' - \frac{c_u^2}{2g} = H + \frac{c_0^2 - c_u^2}{2g}$$

und die von ihnen abhängigen Widerstände; sie sind also für beide Fälle verschieden.

Die wiederholte Anwendung des Satzes von der Arbeit (vergl. S. 806) auf die Endpunkte der vier wichtigen Wegstrecken beim Wasserdurchfluß durch die Turbine liefert die Grundgleichung

$$\frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2g} = H'(1 - \Sigma\iota) - \frac{c_u^2}{2g} \text{ für den ersten Fall,}$$

$$= H_n(1 - \Sigma\iota) - \frac{c_y^2}{2g} \text{ im zweiten Falle.}$$

Mit $H' = H_n + \frac{c_u^2}{2g}$ wird die rechte Seite

$$H_n(1 - \Sigma\iota) - \frac{c_u^2}{2g}\Sigma\iota \text{ bezw. } H_n(1 - \Sigma\iota) - \frac{c_y^2}{2g}.$$

$\frac{c_u^2}{2g}\Sigma\iota$ ist wesentlich kleiner als $\frac{c_y^2}{2g}$ und gering gegenüber $H_n(1 - \Sigma\iota)$, selbst unter Beachtung, daß $\Sigma\iota$ im ersten Falle größer sein wird als im zweiten; es darf vernachlässigt werden.

Mit $\eta_h = 1 - \Sigma\iota$ bezw. $\eta_h = 1 - \Sigma\iota - \frac{c_y^2}{2g H_n}$ = hydraulischer Nutzeffekt — bei teilweiser Ausnutzung von c_y liegt η_h zwischen diesen beiden Grenzwerten[1]) — folgt die weitere Grundgleichung

$$c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2 = 2g\,\eta_h H_n \quad . \quad . \quad \mathbf{124}$$

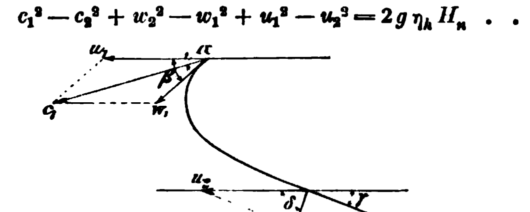


Fig. 722.

Unter Beachtung des Zusammenhanges zwischen den verschiedenen Geschwindigkeiten und Winkeln (Fig. 722),

nämlich

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2\,u_2 c_2 \cos\delta,$$
$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2\,u_1 c_1 \cos\alpha$$

folgt die Hauptgleichung

$$u_1 c_1 \cos\alpha - u_2 c_2 \cos\delta = g\,\eta_h H_n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{125}$$

Die hierbei gemachten Voraussetzungen sind: Vollständige Füllung der Kanäle, Aufrechterhaltung der Kontinuität, d. h. Zusammenhang des durchfließenden Wassers mit Ober- und Unterwasser.

Insbesondere ergibt sich für senkrechten Abfluß, Fig. 720, d. h. $\delta = 90^0$, oder nach Fig. 722.

---

[1]) Zurzeit wird fast ausnahmslos nicht mit c_y bezw. c_u gerechnet, sondern mit c_2 und die Höhe $\frac{c_2^2}{2g}$ als Verlust betrachtet; man vernachlässigt also den mit dem Saugrohr event. verknüpften Gefällgewinn mangels Kenntnis der Bewegungs- und Widerstandsverhältnisse im Saugrohr (vergl. S. 840). Nach Versuchen dürfte der in nicht zu kurzen Saugrohren und guten Querschnittsübergängen erzielte Gefällgewinn etwa $\left(\frac{1}{2} \div \frac{2}{3}\right)\frac{c_2^2}{2g}$ betragen. Ebenso wird fast allgemein mit dem Höhenunterschied der Wasserspiegel am Motor als H_n gerechnet und die im zu- und abfließenden Wasser enthaltenen Energiemengen, selbst wenn sie verschieden sind und erstere teilweise nutzbar gemacht wird, vernachlässigt.

mit $w_2 \cos\gamma = u_2$,

noch $c_1 u_1 \cos\alpha = g\,\eta_h\,H_n$. **125a**

Für diesen Fall folgen mit den Bedingungen für stoßfreien Eintritt, Fig. 722, in das Laufrad, nämlich

$$c_1 = u_1 \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)} \text{ bezw. } u_1 = c_1 \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta},$$

noch die Geschwindigkeiten

$$u_1 = \sqrt{\eta_h}\sqrt{g\,H_n \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta\cos\alpha}} \quad . . . . . \quad \textbf{126}$$

$$c_1 = \sqrt{\eta_h}\sqrt{g\,H_n \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)\cos\alpha}} \quad . . . \quad \textbf{127}$$

Sofern η_h bekannt ist, ergeben sich u_1 und c_1 analytisch als Funktionen der Winkel α und β[1]).

Die Ersetzung von $\eta_h H_n$ durch H_e (vgl. S. 806) liefert die Arbeitsleistung des mit c_2 von der Turbine abfließenden Wassers zu

$$c_1 u_1 \cos\alpha - c_2 u_2 \cos\delta = \frac{c_e^2 - c_2^2}{2} \text{ bezw. } c_1 u_1 \cos\alpha = \frac{c_e^2 - c_2^2}{2} \quad \textbf{128}$$

Dieselbe ist um so größer, je kleiner c_2; je nach den Verhältnissen kann die c_2 entsprechende Geschwindigkeitshöhe zum großen Teil wiedergewonnen werden (vergl. S. 832 und 840).

Für die graphische Ermittelung für Überdruckturbinen ist zu beachten, daß allgemein die Wassergeschwindigkeit bedingt ist durch die Druckhöhe bezw. den Druckunterschied. Man geht daher vom wirksamen Gefälle aus, d. i. das um das Widerstandsgefälle verminderte Nutzgefälle, also

$$H_e = H_n - H_w = H_n(1 - \Sigma\iota).$$

Vergl. auch S. 832.

Da die Geschwindigkeit proportional ist der Wurzel aus der Druckhöhe, so folgt, daß das Geschwindigkeitsdiagramm einer für ein Gefälle H_n richtig arbeitenden Turbine auch für jedes andere Gefälle H_n' zutrifft, für welches die bezw. Geschwindigkeiten proportional $\sqrt{\frac{H_n'}{H_n}}$ sich ändern. Ist insbesondere das Diagramm ermittelt für $H_n = 1$ m, so folgen die entsprechenden Geschwindigkeiten für ein beliebiges Gefälle H_n' durch Multiplikation der Diagrammwerte mit $\sqrt{H_n'}$.

[1]) Es ist ohne weiteres ersichtlich, daß die Relativgeschwindigkeiten unter sonst gleichen Umständen von den dargebotenen, dazu normalen Querschnitten abhängen; da diese mit den Schaufelwinkeln sich ändern (Fig. 720), so muß dies auch mit den Relativgeschwindigkeiten und damit auch mit den anderen in Betracht kommenden Geschwindigkeiten der Fall sein.

Oder man drückt[1]) die betreffende Geschwindigkeit anstatt in Metern in Teilen der dem Gefälle H_n entsprechenden Gefällgeschwindigkeit $c = \sqrt{2g H_n}$ aus, setzt also, wenn (c) eine beliebige, dem Diagramm entnommene Geschwindigkeit in Teilen der Gefällgeschwindigkeit, c_m dagegen in Metern bezeichnet,

$$(c) = \frac{c_m}{c} \text{ also } c_m = (c)\,c = (c)\sqrt{2g H_n}.$$

Die Quadrate der Diagrammwerte ergeben die zur Erzeugung der betreffenden Geschwindigkeiten aufgewendeten Druckhöhen in Teilen des Nutzgefälles; es ist

$$(c^2) = \frac{c_m^2}{c^2} = \frac{H_c}{H_n}, \text{ also } H_c = (c^2)\,H_n.$$

Gl. 127 läßt in der Umformung

$$c_1 = \sqrt{\eta_h}\sqrt{g H_n \frac{1}{\cos^2 \alpha - \operatorname{cotg} \beta \sin \alpha \cos \alpha}}$$

erkennen, daß bei dem für das vorliegende Gefälle größtmöglichen c_1 der Winkel β am kleinsten ist und mit zunehmendem β die Geschwindigkeit c_1 abnimmt, entsprechend einem auftretenden Überdruck.

Gl. 126 besagt in der Umformung

$$u_1 = \sqrt{\eta_h}\sqrt{g H_n \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta}\right)},$$

daß für den kleinsten Winkel β die Umfangsgeschwindigkeit am geringsten ausfällt und mit wachsendem Winkel zunimmt. Die Druckturbine hat den kleinsten Winkel β, die geringste Umfangsgeschwindigkeit u_1, dagegen größte Eintrittgeschwindigkeit c_1; mit wachsendem Winkel β nimmt die Eintrittgeschwindigkeit c_1 ab, die Umfangsgeschwindigkeit zu, der Überdruck wächst.

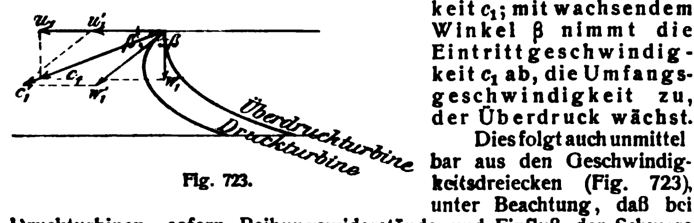


Fig. 723.

Dies folgt auch unmittelbar aus den Geschwindigkeitsdreiecken (Fig. 723), unter Beachtung, daß bei Druckturbinen, sofern Reibungswiderstände und Einfluß der Schwere vernachlässigt werden, $c_1' = \max$ und $w_2' = w_1'$ werden, während bei Überdruckturbinen $w_2 > w_1$ ist, und zwar um so mehr verschieden, je größer der Überdruck ist, d. h. je mehr c_1 abnimmt.

Die graphische Darstellung der Gl. 125a liefert unter Voraussetzung konstanten Wirkungsgrades bei gleichbleibendem Gefälle und Winkel α

[1]) Vergl. R. Baumann, „Beitrag zur Untersuchung des Verhaltens von Francis-Turbinen bei veränderlichen Wassermengen, Umdrehungszahl und Gefällhöhe", Dinglers polyt. Journal 1904, S. 529 u. ff.

eine gleichseitige Hyperbel (Fig. 724); sie läßt den Zusammenhang zwischen c_1 und u_1 erkennen.

c_2 ist zufolge Gl 128 bei unmittelbarem Austritt des Wassers aus der Turbine in das Unterwasser gering zu halten; sehr kleines c_2 unter sonst gleichen Umständen führt zu sehr kleinen Winkeln γ (Fig. 725) und erschwert hierdurch die Ausführung.

Für den Abfluß steht im Falle geneigter Austrittgeschwindigkeit c_2 nur deren vertikale Komponente zur Verfügung, daher bei gleichem c_2 die Raddurchmesser mit der Abweichung der Austrittgeschwindigkeit von der Vertikalen zur Austrittfläche wachsen (Fig. 722 und 725).

Fig. 724.

Bei gleichbleibender, einem bestimmten Gefälle entsprechender Umfangsgeschwindigkeit und konstanter Wassermenge nimmt mit wachsender Umlaufzahl zufolge der Beziehungen

$$D = \frac{60\,u}{\pi\,n} \text{ bezw. } n = \frac{60\,u}{D\,\pi} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 129$$

die Austrittgeschwindigkeit c_2 wegen Abnahme der Raddurchmesser zu und umgekehrt.

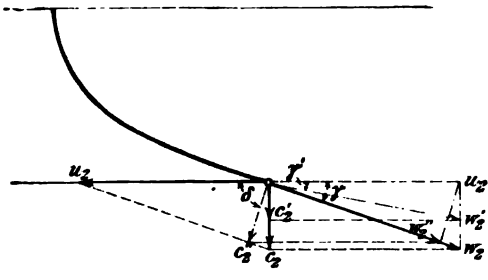


Fig. 725.

Man pflegt zur Bestimmung von c_2 von der Geschwindigkeitshöhe $\frac{c_2^2}{2g} = H_2$ als Teil des Gefälles H_n auszugehen, und es wird z. B. eine Turbine mit $c_2 = \sqrt{0,04 \cdot 2g\,H_n}$, also $\frac{c_2^2}{2g} = 0,04\,H_n$ als vierprozentig bezeichnet. Die einem Gefälle von 1 m entsprechende Geschwindigkeit (vergl. S. 833) ist also $c_2{}' = 0,2 \cdot 4,43 = 0,886$ m, und die einem Gefälle H_n zukommende $c_2 = 0,886\,\sqrt{H_n}$.

Nach dem anderen Gebrauche ist zu schreiben

$$(c_2)^2 = 0,04 \text{ und } c_{2m}^2 = 0,04 \cdot 2g\,H_n = 2g\,H_2,$$

es folgt also

$$(c_2) = 0,2 \text{ und } c_{2m} = 0,2\,\sqrt{2g\,H_n} = 0,886\,\sqrt{H_n}.$$

Zu beachten ist bezüglich der Wahl dieser Verhältniszahl, ob der Austritt unmittelbar in das Unterwasser erfolgt, oder ob die Verhältnisse

gemäß Fig. 721 oder Fig. 730 liegen, bei denen die wirkliche Austrittgeschwindigkeitshöhe $= \frac{c_2^2}{2g}$ beträgt.

Von den Größen, über welche eine Entscheidung zu treffen ist zwecks Bestimmung der noch fehlenden Größen (Geschwindigkeiten und Schaufelwinkel), wird zumeist die Umfangsgeschwindigkeit gewählt, welche aus bewährten Ausführungen abgeleitet wird. Durchmesser, Umlaufzahl und Umfangsgeschwindigkeit stehen im Zusammenhang gemäß Gl. 129, anderseits u_1 und c_1 in demjenigen der Gl. 126 und 127.

Wachsendem u_1 entspricht unter sonst gleichen Umständen ein abnehmendes c_1, der Überdruck wächst entsprechend einer Abnahme von w_1, die Lichtweiten von Leit- und Laufrad müssen daher zunehmen.

Die Geschwindigkeit c_1 schwankt zwischen einem, dem größten Überdruck entsprechenden Minimum, größer als Null, und einem der Druckturbine entsprechenden Maximum.

Bewegungswiderstände beim Durchgang des Wassers durch die Turbine.

Die denselben entsprechenden Gefällverluste, deren Summe durch $\Sigma\iota$ (s. S. 830 u. ff.) ausgedrückt wird, sind für die vier wichtigen Strecken folgende:

1. Strecke vom Oberwasserspiegel bis zum Austritt aus dem Leitrade: Event. Nichtausnutzung der im zufließenden Wasser enthaltenen Bewegungsenergie, Verluste bei wiederholter Richtungsänderung des Wassers, Stoßverluste beim Auftreffen auf die Leitschaufelstirnflächen. Zur Abminderung oder Vermeidung letzterer Verluste werden die Leitschaufelstirnflächen zugeschärft oder abgerundet. Reibungs- und Krümmungswiderstand sowie derjenige infolge Querschnittsänderung des Wasserstromes im Leitradkanal; Geringhaltung desselben bedingt allmähliche, stetige Querschnittsverminderung. Kurze Kanäle liegen im Interesse geringer Reibung, wogegen schwache Krümmung für lange Kanäle spricht; es ist vorteilhaft, die scharfe Krümmung mit der kleinen Geschwindigkeit zusammenfallend anzuordnen.

Hinsichtlich der im Leitradkanal auftretenden Widerstände, welche sich proportional dem Quadrat der Geschwindigkeit ändern, verhält sich die Überdruckturbine günstiger als die Druckturbine.

Versuche für Verhältnisse, ähnlich den bei ersteren vorliegenden, wurden von Oesterlin[1]) für sieben verschiedene Kanäle durchgeführt; derselbe findet den aus Reibung, Krümmung und Querschnittsänderung sich ergebenden Widerstandskoeffizienten, bezogen auf die Ausflußgeschwindigkeit c_0, zu

$$\zeta_0 = 0{,}05 \text{ bis } 0{,}10,$$

je nach Beschaffenheit der Wandung.

Man wird die gesamte Widerstandshöhe setzen dürfen $\iota_0 H_n = \zeta_0 \frac{c_0^2}{2g}$, worin $\zeta_0 = 0{,}1$ bis $0{,}12$, sofern die Zuflußgeschwindigkeitshöhe gering ist; andernfalls ist ζ_0 entsprechend größer einzuführen.

---

[1]) Dr.-Ing. Hermann Oesterlin, „Untersuchungen über den Energieverlust des Wassers in Turbinenkanälen", Berlin 1903, Julius Springer.

2. Strecke vom Austritt aus dem Leitrad bis zum Eintritt in das Laufrad[1]. Trotz der Verminderung der Leitradaustrittfläche durch die Laufradschaufeln für den Leitkanal — im Höchstbetrage

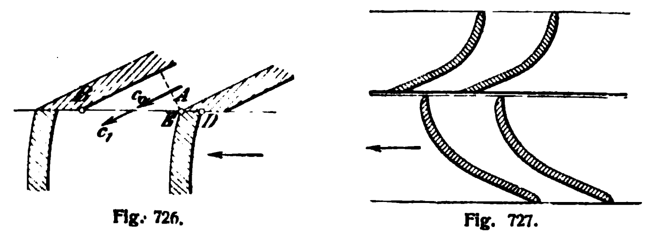


Fig. 726. Fig. 727.

von AB auf $AB - ED$ (Fig. 726) — bleibt bei der Raschheit der aufeinanderfolgenden Änderungen und der Geringfügigkeit des dadurch bedingten Verlustes gegenüber dem Gesamtgefälle die Ausflußmenge nahezu unveränderlich; die Geschwindigkeit c'_1 paßt sich der jeweiligen Mündungsweite an. Der durch die Geschwindigkeitsänderungen verursachte Gefällverlust

$$\frac{(c'_1 - c_1)^2}{2g} = \left(\frac{DE}{AB}\right)^2 \frac{c_1^2}{2g}$$

wird um so kleiner, je geringer die verhältnismäßige Verengung ist; daher sind eingegossene Schaufeln aus Eisen- oder Stahlblech gußeisernen vorzuziehen. Durch die Leitschaufeln wird das Wasser in Strahlen ge-

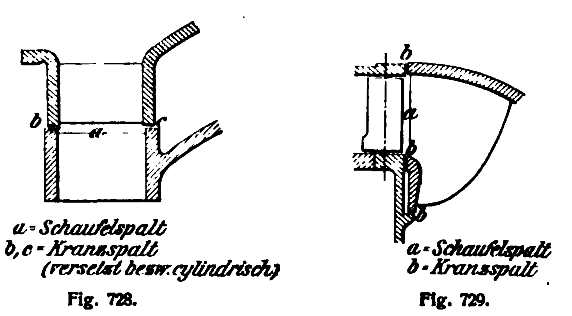


Fig. 728. Fig. 729.

trennt, welche im Laufrad unter Wirbelungen zusammenfließen; dieser Umstand spricht für dünnwandige Leitschaufeln. Rücksichtlich beider Erscheinungen sind die Laufradschaufelenden zuzuschärfen (Fig. 727), was sich auch für die Enden der Leitschaufeln empfiehlt. Der Einfluß der Schaufeldicke wird erfolgreich gemindert durch einen entsprechenden Schaufelspalt (Fig. 728 und 729), d. h. Leit- und Laufradschaufelkanten springen gegen den betreffenden Umfang zurück.

---

[1] Vergl. R. Stribeck, „Der Einfluß der Schaufelstärken der Turbinen", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 612 u. f.

Mit dem event. vorhandenen Überdruck ist ein Wasserverlust durch den Kranzspalt verknüpft, daher dieser so klein als thunlich zu halten und so auszuführen ist, daß der Verlust an Wasser möglichst gering ausfällt, da dieses der Arbeitsleistung entzogen wird.

Die innerhalb des Spaltes auftretenden Gefällverluste werden zufolge der größeren Geschwindigkeit und der engeren Teilung bei Druckturbinen größer sein als bei Überdruckturbinen; sie belaufen sich auf etwa

$$\iota_1 H_n = \zeta_1 \frac{c_1^2}{2g},$$

worin $\zeta_1 = 0{,}075$ bis $0{,}10$ gesetzt werden kann.

3. Weg durch das Laufrad. Die hiermit verknüpften Widerstände, in der Hauptsache aus den unter 1. zuletzt genannten Gründen resultierend, sind proportional $\frac{w^2}{2g}$. Bei Überdruckturbinen nimmt die Relativgeschwindigkeit von w_1 auf w_2 zu; die Ablenkung ist (für Achsialturbinen) geringer als bei Druckturbinen, für welche $w_2 \sim w_1$ ist, wogegen letztere geringere Querschnittsänderungen des durchfließenden Wasserstrahles bedingen. Unter Beachtung dieser Verhältnisse darf gesetzt werden

$$\iota_2 H_n = \zeta_2 \frac{w_2^2}{2g} \text{ mit } \zeta_2 = 0{,}10 \text{ bis } 0{,}12.$$

4. Austritt aus dem Laufrad bis zum Eintritt in das Unterwasser. Außer dem Gefällverlust, herrührend von dem Unterschied der Geschwindigkeiten im Laufradaustritt und Saugrohreintritt infolge der Schaufelstärke, sind noch die Bewegungswiderstände innerhalb des Saugrohres in gleicher Weise wie unter 1. zu berücksichtigen.

Für die durch Fig. 730 gekennzeichnete Sachlage lautet die Arbeitsgleichung

$$A + y + \frac{c_y^2}{2g} = h_2 + \frac{c_2^2}{2g} + H_2 + y - \iota_2 H_n,$$

also

$$\frac{c_y^2}{2g} = \frac{c_2^2}{2g} + h_2 + H_2 - A - \iota_2 H_n.$$

Im Falle kein Abfluß(saug)rohr vorhanden ist, wird $c_y = c_2$; dasselbe trifft zu für das cylindrische Saugrohr, dessen Querschnitt gleich dem Ausgußquerschnitt der Turbine, normal zu c_2, ist.

$\frac{c_y^2}{2g} = \iota_4 H_n$ stellt den effektiven Austrittverlust als Teil des Gefälles dar, insoweit c_y nicht für Abflußzwecke nutzbar gemacht wird (ganzer oder teilweiser Verlust durch Stoß). Vergl. S. 831 und ff.

Der Austrittverlust des Laufrades bei Turbinen mit Saugwirkung pflegt gesetzt zu werden

$$\frac{c_2^2}{2g} = (0{,}02 \text{ bis } 0{,}05 \text{ bis } 0{,}07)\, H_n,$$

entsprechend

$$c_2 = (0{,}141 \text{ bis } 0{,}224 \text{ bis } 0{,}265) \sqrt{2 g H_n},$$

die kleinen Werte bei großen Gefällen, da hierbei die absolute Austrittgeschwindigkeit zum Mitreißen der Luft (vergl. S. 840) groß genug ausfällt, sofern die Konstruktion der Turbine die Entlüftung auf diese

Weise ermöglicht, und die Wassermenge vielfach gering ist, so daß die Räder nicht übermäßig groß ausfallen, wogegen bei kleinen Gefällen und großen Wassermengen behufs Vermeidung großer Räder der Austrittverlust größer gewählt wird.

Bei Turbinen ohne Saugwirkung ist die als zulässig erachtete Abflußgeschwindigkeit für c_2 maßgebend unter Beachtung des S. 833 und 835 Gesagten.

Für gute Turbinen darf gewählt werden $\Sigma \iota H_n = 10$ bis 12 bis 15% des Nutzgefälles, entsprechend

$$\eta_h = 1 - \Sigma \iota = 0{,}90 \text{ bis } 0{,}88 \text{ bis } 0{,}85$$

und

$$\sqrt{\eta_h} = 0{,}95 \text{ bis } 0{,}94 \text{ bis } 0{,}92.$$

Diese Werte von η_h verstehen sich also ohne den Austrittverlust $\frac{c_2^2}{2g}$.

a) Überdruckturbinen.

Zufolge des im Laufradeintritt vorhandenen Überdruckes sind bei voller Beaufschlagung sämtliche Turbinenkanäle vollständig mit Wasser gefüllt, die Turbine darf **in das Unterwasser eintauchen** (**Waten, Arbeiten im Stau**), und erleidet eine Beeinträchtigung ihrer Nutzleistung nur nach Maßgabe der Reibung zwischen Wasser und Laufradoberfläche. Ebenso dürfen diese Turbinen **über dem Unterwasser** aufgestellt werden, wenn die Verbindung mit demselben durch ein sog. **Saugrohr** erfolgt, welches aus Blech, Gußeisen bestehen oder auch gemauert (Beton) sein kann. Bedingung ist in diesem Falle, daß die absolute Wasserpressung nirgends einen Wert unterschreitet, welcher vom Atmosphärendruck (niedrigster Barometerstand ist maßgebend), der Vollkommenheit der Entlüftung des Saugrohres und der Temperatur des Wassers abhängig ist, andernfalls ein Abreißen der Saugwassersäule erfolgt.

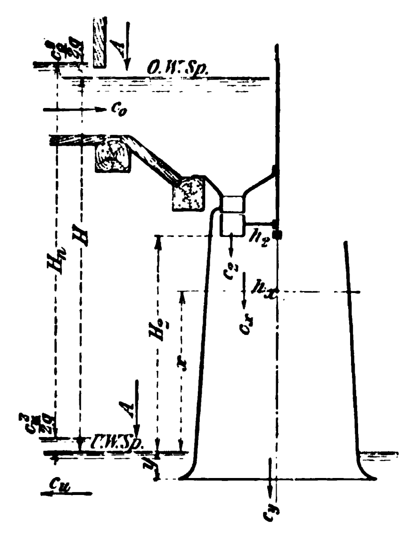


Fig. 730.

Nach Fig. 730 folgt der absolute Druck in der Schwerpunktslage des Saugrohraustrittes

$$A + y + \frac{c_y^2}{2g} = h_x + \frac{c_x^2}{2g} + (x + y) - \zeta_x \frac{c_y^2}{2g},$$

also

$$x_{max} = A - \left(h_x + \frac{c_x^2}{2g}\right) + (1 + \zeta_x)\frac{c_y^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{130}$$

Die Pressung h_x ist gleich der Spannung h'_l der sich unter Vakuum aus dem Wasser abscheidenden und event. durch Undichtheiten der Turbinen (Stopfbüchsen) eingesaugten Luft und der Spannung h'_d des der Wassertemperatur entsprechenden Wasserdampfes; somit folgt

$$x_{\max} = A - \left(h'_l + h'_d + \frac{c_x^2}{2\,g}\right) + (1 + \zeta_x)\frac{c_y^2}{2\,g}$$

Für c_x ist der größte Wert einzusetzen, also die Austrittgeschwindigkeit c_2.

Die Entlüftung wird durch das Wasser bewirkt, insofern bei großer Geschwindigkeit die Luft mitgerissen wird.

Mit Rücksicht auf Unregelmäßigkeiten in der Wasserbewegung muß man unter $x_{\max}$ bleiben; als Höchstwert von x darf zur Zeit $\sim$ 7 m angesehen werden, bis Mitte Leitapparat bei Radialturbinen gerechnet.

Hierbei ist noch zu beachten, daß die größte Saughöhe sich für den tiefsten Unterwasserstand versteht und das Eintreten von Luft vom Unterwasser her infolge Sinkens oder Schwankens von dessen Wasserspiegel durch genügende Eintauchtiefe des Saugrohres unmöglich gemacht wird.

Gl. 130 läßt in der Schreibweise

$$A - h_x = x + \frac{c_x^2 - c_y^2}{2\,g} - \zeta_x \frac{c_y^2}{2\,g}$$

erkennen, daß im Falle cylindrischen Saugrohres, d. i. $c_x = c_y$, für den Laufradaustritt gilt

$$A - h_2 = H_2 - \zeta_s \frac{c_2^2}{2\,g} = H_2 - \iota_s H_n.$$

Der Pressungsunterschied zwischen Saugrohr- und Laufradaustritt ist gleich der Saughöhe bis zu dem letzteren, vermindert um die Widerstandshöhe im Saugrohr. Für den Fall eines konischen (erweiterten) Saugrohres ist $c_2 > c_y$; der bezeichnete Pressungsunterschied ist um $\frac{c_2^2 - c_y^2}{2\,g}$ größer, sofern die Widerstandshöhe dieselbe ist.

Für eine Saugrohrerweiterung derart, daß

$$\frac{c_2^2 - c_y^2}{2\,g} = \zeta_s \frac{c_y^2}{2\,g} = \iota_s H_n,$$

folgt noch $A - h_2 = H_2$, d. h. der Pressungsunterschied ist gleich der Saughöhe.

Die Saugrohrerweiterung darf nicht zu weit getrieben werden, namentlich bei geringer Länge desselben, andernfalls c_2 nicht in die beabsichtigte Geschwindigkeit c_y übergeht; es ist eben dann c_2 gering zu wählen (vergl. die Querschnittsermittelung eines betonierten Saugrohres S. 887).

Infolge des Zusammenhanges von Ober- und Unterwasserspiegel mittels des Saugrohres ergibt sich als Vorzug der Überdruckturbinen die Möglichkeit der Ausnutzung des jeweils vorhandenen, gesamten Gefälles, welches infolge Schwankens der Wasserspiegel bei veränderlicher Wassermenge (Wasserstand) nicht konstant ist.

1. Achsialturbinen.

Die zu erfüllenden Bedingungen sind:

1. vollständige Füllung der Radkanäle, d. h. innerhalb gleicher Zeiten fließt durch jeden Querschnitt die gleiche Wassermenge;
2. stoßfreier Eintritt, d. h. das Geschwindigkeitsdreieck muß eine das äußerste Schaufelelement berührende Relativgeschwindigkeit liefern;
3. Geringhaltung von c_2 und c_2 möglichst senkrecht zu u_2.

Die erste Forderung ergibt (Fig. 731) unter Voraussetzung unendlich dünner Schaufeln[1]) im Falle **konstanter** Kanalbreite

$$b\,t \sin\beta\, w_1 = b\,t \sin\gamma\, w_2 = b\,t \sin\lambda\, w,$$

also

$$w_1 \sin\beta = w_2 \sin\gamma = w \sin\lambda.$$

Fig. 731.

Die Vertikalprojektion der Relativgeschwindigkeit ist konstant.

Im Falle **veränderlicher** Kanalbreite folgt

$$b_1\, t \sin\beta\, w_1 = b_2\, t \sin\gamma\, w_2 = b\, t \sin\lambda\, w,$$

also

$$\frac{w_1 \sin\beta}{w_2 \sin\gamma} = \frac{b_2}{b_1}, \quad \frac{w \sin\lambda}{w_1 \sin\beta} = \frac{b_1}{b}.$$

Die Vertikalprojektionen der Relativgeschwindigkeit verhalten sich umgekehrt wie die Kranzbreiten.

Die Aufeinanderlegung der Geschwindigkeitsdreiecke derart, daß u sich deckt, liefert das **Geschwindigkeitsdiagramm** (Fig. 732). Zufolge Veränderlichkeit von u mit $\frac{D}{2}$ (Laufradhalbmesser) versteht sich dasselbe nur für den mittleren Wasserfaden im Abstande $\frac{D_m}{2}$ und es liefert in:

$AB = c_1$ die absolute Eintrittgeschwindigkeit in das Laufrad,

$AC = u$ die dem Halbmesser $\frac{D}{2}$ entsprechende Umfangsgeschwindigkeit,

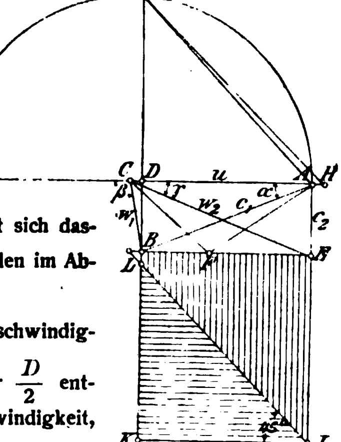


Fig. 732.

[1]) M. Kohn, Pilsen, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1887, S. 47 u. f. — Gustav Herrmann, „Graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen".

$CB = w_1$ die relative Eintrittgeschwindigkeit,
$DB = c_{1_v}$ die Vertikalkomponente der absoluten Eintrittgeschwindigkeit,
$\sphericalangle BAC = \alpha$ den Austrittwinkel aus dem Leitrad,
$\sphericalangle RCB = \beta$ den Schaufelwinkel am Laufradeintritt,
$\sphericalangle CEB = ECA = \gamma$ den Schaufelwinkel am Laufradaustritt,
$CE = w_2$ die relative Austrittgeschwindigkeit,
$AE = c_2$ die absolute Austrittgeschwindigkeit,
$AF = c$, $CF' = w$ die entsprechenden Geschwindigkeiten in einem durch Richtung CF' bestimmten Punkte des Kanals.

Zur Änderung von w_1 auf w_2 ist eine Druckhöhe im Eintritt erforderlich

$$h_\varrho = \frac{c_\varrho^2}{2\,g}, \text{ also } c_\varrho^2 = 2\,g\,h_\varrho = w_2^2 - w_1^2 = \overline{CE}^2 - \overline{CB}^2 = \overline{AC}^2 - \overline{CD}^2.$$

Die Vertikale durch D schneidet den Kreis mit u als Radius um C in G und es ist

$$\overline{GD}^2 = (\overline{AC} + \overline{CD})(\overline{AC} - \overline{CD}) = \overline{AC}^2 - \overline{CD}^2.$$

Es stellt also dar

$$\overline{GD} = c_\varrho = \sqrt{2\,g\,h_\varrho}$$

die dem Überdruck entsprechende Geschwindigkeit.

Mit $\overline{DH} = \overline{AB} = c_1$ folgt

$$\overline{GH} = \sqrt{c_1^2 + c_\varrho^2} = \sqrt{\eta_h}\sqrt{2\,g\,H_n}.$$

Hierdurch ist der Maßstab des Diagramms bestimmt.

Von der Energie $\frac{c_1^2}{2\,g}$ des eintretenden Wassers (für 1 kg desselben) gehen mit dem abfließenden $\frac{c_2^2}{2\,g} = \frac{c_{1v}^2}{2\,g}$ verloren, es wird also nur $\overline{AD}^2$ ausgenutzt (vielfach als Leistung infolge Druckes oder Aktion bezeichnet).

Ferner wird nutzbar gemacht

$$h_\varrho = \frac{c_\varrho^2}{2\,g} \text{ (als Leistung infolge Reaktion bezeichnet).}$$

Die gesamte Nutzleistung wird dargestellt durch

$$H'_e = \frac{\overline{AD}^2 + \overline{GD}^2}{2\,g} = \frac{\overline{AG}^2}{2\,g} = \frac{c_e'^2}{2\,g}.$$

Der Unterschied $\frac{\overline{GH}^2 - \overline{AG}^2}{2\,g} = \frac{c_1^2 - c_e'^2}{2\,g}$ ist die im abfließenden Wasser enthaltene Energie $\frac{c_2^2}{2\,g}$. (Bezüglich $\frac{c_2^2}{2\,g}$ vergl. das S. 838 unter „Saugrohr" Gesagte.)

Die Leistungen ergeben sich auch noch folgendermaßen:

Die Änderung von c_1 in c_2 bedingt die Vernichtung der Horizontalkomponente von c_1 und damit das Vorhandensein entsprechender Verzögerungskräfte, welche im Widerstand der Laufradschaufeln gegeben sind. Mit $u' = c_1 \cos\alpha = \overline{AD}$ folgt die Nutzarbeit

$$L'_e = m\,u'\,u$$

und für $m = 1$

$$L'_e = \text{Inhalt } BEJK, \text{ sofern } EJ = u \text{ gemacht wird.}$$

Nach obigem ist für $m = 1$

$$L'_e = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}.$$

Die unter 45° geneigte Gerade durch J gibt

(Leistung infolge Aktion) $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2}$ = Inhalt JKL (horizontal schraffiert),

(„ „ Reaktion) $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$ = „ $BEJL$ (vertikal „).

Der Maßstab ergibt sich zufolge

$$L'_e = m\,u'\,u = m\,g\,H'_e \text{ aus } H'_e = \frac{u'\,u}{g} = H_e - H_2.$$

H'_e ergibt sich graphisch (Fig. 733) folgendermaßen: Trage von C aus $CM = g = 9{,}81$ m ab, ziehe BM und durch N die Gerade Ao, dann ist $Eo = H'_e$, denn es folgt

$$Eo : u' = u : g, \text{ also } Eo = \frac{u'\,u}{g}.$$

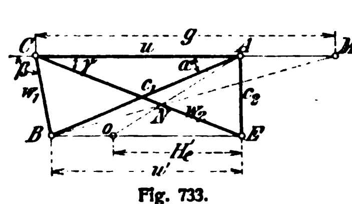


Fig. 733.

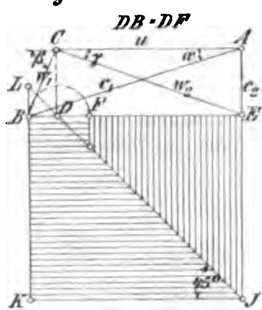


Fig. 734.

Für $\beta > 90°$ folgt nach Fig. 732 die Reaktionsleistung größer als die Aktionsleistung.

Für $\beta = 90°$ fällt Punkt L nach B; beide Einzelleistungen sind gleich groß.

Für $\beta < 90°$ wird die Reaktionsleistung kleiner als die Aktionsleistung, und für $\beta = \gamma$ wird erstere gleich Null (Fig. 734). Vergl. unter „Druckturbinen".

Das Diagramm ist beliebig gewählt und kann jedem Gefälle entsprechen, mit welchem sich dann nur der Maßstab ändert. Vergl. das S. 833 Gesagte.

Von den in Betracht kommenden Größen u, c_2, $c_\varrho = \sqrt{w_2^2 - w_1^2}$, c_1, α, β können zwei angenommen werden, die übrigen sind durch

das Diagramm bestimmt, wenn die von den Geschwindigkeiten abhängige Widerstandshöhe schätzungsweise eingeführt wird. Mit den Diagrammwerten sind die Widerstände zu bestimmen, und falls ihre Summe von der ersten Annahme erheblich abweicht, die Diagrammwerte zu berichtigen. Es ist zweckmäßig, vom Austrittverlust und einer der Geschwindigkeiten c_1 oder u auszugehen.

Beispiel. Es ist das Diagramm einer achsialen Überdruckturbine für ein Nutzgefälle von 5 m zu konstruieren. Der Austrittverlust betrage 4% beim Austritt in das Unterwasser, er werde für Abflußzwecke nicht nutzbar gemacht; die Widerstandshöhe belaufe sich auf 15% des Nutzgefälles.

Es ist

$$\Sigma \iota = 0{,}15 \text{ und } \frac{c_2^2}{2g} = 0{,}04 \,.\, 5 = 0{,}2, \text{ also } c_2 = 1{,}98 \text{ m};$$

damit folgt

$$H_e' = (1 - 0{,}15 - 0{,}04)\, H_n = 0{,}81 \,.\, 5 = 4{,}05 \text{ m}.$$

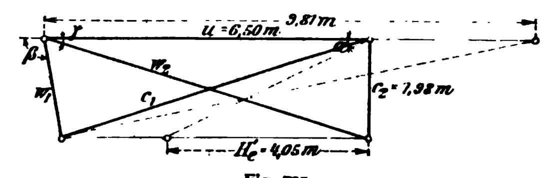


Fig. 735.

Jetzt darf entweder noch α oder u gewählt werden, wenn nicht c_1 oder c_0 festgesetzt wird. Mit $u = 6{,}50$ m folgt das Diagramm Fig. 735; nach demselben ergibt sich

$$c_1 = 6{,}42 \text{ m}, \ \alpha = 17^0 45', \ w_1 = 2{,}01 \text{ m}, \ \beta = 101^0 30', \ w_2 = 6{,}80 \text{ m}, \ \gamma = 16^0 50'$$

Auf dem Wege der Rechnung ergibt sich nach Gl. 126 bezw. 127

$$u = 6{,}5 = \sqrt{0{,}81} \sqrt{9{,}81 \,.\, 5 \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta \cos \alpha}},$$

$$c_1 = \sqrt{0{,}81} \sqrt{9{,}81 \,.\, 5 \frac{\sin \beta}{\sin(\beta - \alpha) \cos \alpha}}$$

und für senkrechten Abfluß

$$c_1 \sin \alpha = c_2 = 1{,}98 \text{ m}.$$

Aus der ersten Gleichung folgt

$$\operatorname{tg}(180 - \beta) = 15{,}71 \operatorname{tg} \alpha,$$

und aus der Verbindung mit den anderen Gleichungen

$$\alpha = 17^0 57'.$$

Damit ergibt sich

$$c_1 = 6{,}425 \text{ m}, \ \beta = 101^0 7', \ w_1 = 2{,}017 \text{ m}.$$

Außerdem ist noch

$$w_2 = \sqrt{1{,}98^2 + 6{,}5^2} = 6{,}795 \text{ m und } \operatorname{tg} \gamma = \frac{1{,}98}{6{,}5} = 0{,}30462, \text{ also } \gamma = 16^0 56{,}5'.$$

Nach dem Diagramm ergibt sich die mit 1 kg Wasser in der Zeiteinheit geleistete Arbeit zu

$$\frac{1}{2g}(6{,}42^2 - 1{,}98^2 + 6{,}80^2 - 2{,}01^2) = 4{,}052 \text{ mkg}.$$

Nach den für die Wasserkraft gemachten Angaben und den getroffenen Annahmen beträgt diese Leistung

$$1 \,.\, 4{,}05 = 4{,}05 \text{ mkg}.$$

Mit den errechneten Werten folgt die Arbeit schließlich zu

$$\frac{1}{2g}(6{,}425^2 - 1{,}98^2 + 6{,}795^2 - 2{,}017^2) = 4{,}05 \text{ mkg}.$$

Zur Kontrolle ergibt sich ferner

$$\eta_h = \frac{c_1\, u \cos\alpha}{g H_n} = 0{,}81.$$

Über die Zulässigkeit der Diagramm- bezw. Rechnungswerte (Geschwindigkeiten und Winkel) vergl. die später hierüber gemachten Angaben.

Verzichtet man auf senkrechten Austritt, wählt man z. B. $w_2 = u$, so ist auszugehen von der Beziehung

$$c_1 u \cos\alpha - c_2 u \cos\delta = \eta_h g H_n.$$

Hierin ist unter obiger Voraussetzung

$$\cos\delta = \frac{c_2}{2u}$$

und damit folgt

$$c_1 u \cos\alpha - \frac{c_2^2}{2} = \eta_h g H_n$$

oder

$$c_1 u \cos\alpha = g H_n\left(\eta_h + \frac{c_2^2}{2 g H_n}\right).$$

Wählt man $\frac{c_2^2}{2g}$ als Teil von H_n, so ist $\eta_h + \frac{c_2^2}{2 g H_n} = 0{,}85$ statt $0{,}81$, wie im vorigen Beispiel, zu setzen; es folgt

$$u = 6{,}5 = \sqrt{0{,}85}\sqrt{9{,}81 \,.\, 5\,\frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta\cos\alpha}},$$

$$c_1 = \sqrt{0{,}85}\sqrt{9{,}81 \,.\, 5\,\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)\cos\alpha}},$$

$$c_2 \sin\delta = c_1 \sin\alpha.$$

Hieraus ergeben sich

$\delta = 81^\circ 14'$, $\gamma = 17^\circ 32'$, $\alpha = 16^\circ 58'$, $\beta = 92^\circ 31'$, $c_1 = 6{,}706$ m, $w_1 = 1{,}959$ m, $w_2 = 6{,}50$ m.

Die Vertikalkomponente von w_1 bezw. c_1, d. i. die wirksame Abflußkomponente, ist $c_{1_y} = c_1 \sin\alpha = 1{,}957$ m, also kleiner als im vorigen Falle, daher der Raddurchmesser für die gleiche Wassermenge im gleichen Verhältnis größer, die Umdrehungszahl proportional dieser Änderung kleiner wird.

Die mit diesen Werten sich ergebende Leistung folgt wieder zu

$$L = \frac{1}{2g}(6{,}706^2 - 1{,}98^2 + 6{,}5^2 - 1{,}959^2) = 4{,}05 \text{ mkg},$$

wie erforderlich.

Die Kontrolle liefert

$$\frac{c_1 u \cos\alpha}{g H_n} = \frac{6{,}706 \,.\, 6{,}5 \,.\, 0{,}9565}{9{,}81 \,.\, 5} = 0{,}85 = 0{,}81 + 0{,}04.$$

Die Neigung von c_2 gegen die Normale zur Austrittfläche bedeutet keinen Verlust, sie hat größere Raddurchmesser im Gefolge.

Ein Verlust gegenüber der ersten Annahme würde entstehen durch die Forderung $u = w_2$ und $\frac{(c_2 \sin\delta)^2}{2g} = 0{,}04\, H_n$, d. h. Geschwindigkeitshöhe der wirksamen Abflußgeschwindigkeit $= 0{,}04\, H_n$, in welchem Falle der Raddurchmesser gleich groß dem nach der ersten Voraussetzung sich ergebenden wird.

Eine Erweiterung des Laufradkranzes ist nur so weit zulässig, als der Austrittquerschnitt höchstens gleich dem Eintrittquerschnitt werden darf, entsprechend $w_2 \geqq w_1$. Im Falle der Kranzerweiterung folgt an Hand der Fig. 736

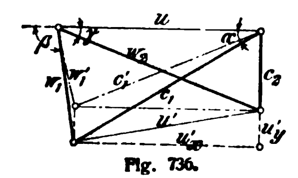


Fig. 736.

Verzögerung der Wassermenge innerhalb der Sekunde von c_1 auf c_2, also

Verzögerung $= u'$; damit ergibt sich der horizontale Wasser(verzögerungs)druck $= m u'_x$ und die Leistung $L = m u'_x u$,

sowie der vertikale Wasser(verzögerungs)druck $V = m\,w'_y$ nach oben gerichtet. Auf die Schaufeln wirkt er in gleicher Stärke nach unten, also auf Vermehrung der Zapfenbelastung hin.

Die dieser Turbine gleichwertige, nicht erweiterte besitzt bei denselben Größen u, c_2 und γ die entsprechenden Werte c'_1, α', w'_1 und β'.

Da $w'_1 < w_1$ bezw. $c'_1 < c_1$, so folgt bei gleicher Wassermenge und Eintrittbreite $D' > D_1$.

Die Kranzerweiterung ermöglicht Verminderung des Durchmessers und damit Erhöhung der Umdrehungszahl.

Bei einseitiger, nicht symmetrischer Verbreiterung ist der Einfluß der Centrifugalkraft ($D_2 \gtrless D_1$) auf die relative Geschwindigkeit zu beachten.

Wie aus obigem Beispiel ersichtlich, folgen die Geschwindigkeiten

$$u_1 = \sqrt{\eta_h}\sqrt{g\,H_n \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta\cos\alpha}}; \quad c_1 = \sqrt{\eta_h}\sqrt{g\,H_n \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)\cos\alpha}}.$$

Die den hydraulischen Wirkungsgrad η_h bestimmende Widerstandshöhe darf schätzungsweise eingeführt werden mit $\Sigma\iota H_n = (0{,}15 \text{ bis } 0{,}18)\,H_n$ (vergl. das S. 839 hierüber Gesagte).

Für α sind zwischen 20° und 26° liegende Winkel anzutreffen; innerhalb dieser Grenze pflegt auch γ zu liegen. Für β finden sich Winkel in der Nähe von 90°.

Für $\beta = 90°$ wird, immer unter Voraussetzung senkrechten Abflusses[1]),

$$u_1 = \sqrt{\eta_h}\sqrt{g\,H_n}, \text{ also unabhängig von } \alpha \text{ und } \beta, \text{ und } c_1 = \sqrt{\eta_h}\sqrt{g\,H_n}\,\frac{1}{\cos\alpha}.$$

Für diese, dem Reaktionsverhältnis $\rho = \frac{1}{2}$ entsprechende Turbine findet sich vielfach — unter Voraussetzung von $\eta_h = 0{,}85$ —

$$\alpha = 23°,$$

$$c_1 = 0{,}68\,\sqrt{2g\,H_n} \text{ bezw. auf 1 m Gefälle } c_1{}^1 = 3{,}01 \text{ m};$$

ferner

$$u_1 = 0{,}65\,\sqrt{2g\,H_n} \text{ oder } u_1{}^1 = 2{,}88 \text{ m}.$$

Es ergibt sich damit für 1 m Gefälle

$$c_\rho^{1\,2} = c_e^{1\,2} - c_1{}^{1\,2} = (0{,}85 - 0{,}86^2)\,2g = 0{,}39 \cdot 2g \text{ und } \rho = \frac{c_\rho^{1\,2}}{c_e^{1\,2}} = \frac{0{,}39}{0{,}85} = 0{,}47,$$

also unter Berücksichtigung der Widerstände im Laufrad $\rho \sim 0{,}5$.

Es lassen sich nicht nur, wie irrtümlich angenommen wurde, für diese Verhältnisse Reaktionsturbinen konstruieren, sondern auch für alle anderen Reaktionsgrade, denen zwischen 0,6 und 0 liegende Werte von $c_\rho'^2$ entsprechen.

Zur Bestimmung des Laufrades geht man vorteilhaft vom Austritt aus; für denselben gilt, unter Voraussetzung unendlich dünner Schaufeln,

$$Q = \pi\,D_2\,b_2\,c_2 \sin\delta,$$

worin $c_2 \sin\delta$ aus dem Diagramm abzugreifen und Q mit einem Aufschlag bis zu 5% auf die zu verarbeitende Wassermenge zu rechnen ist, um event. Ausführungsfehlern zu begegnen.

---

[1]) J. J. Reifer, „Einfache Berechnung der Turbinen", Zürich 1891.

Unter Berücksichtigung der Schaufeldicke folgt

$$Q = \pi D b_2 \frac{a_2}{a_2 + s_2} c_2 \sin \delta.$$

Da das Geschwindigkeitsdiagramm nur für den mittleren Cylinder Gültigkeit besitzt und die Bewegungs- und Pressungsverhältnisse des Wassers um so mehr davon abweichen, in je größerem Abstand vom mittleren Cylinder dasselbe den Laufradkanal durchströmt, hält man allgemein die Breite knapp Praktische Erfahrung läßt gute Wirkungsgrade erwarten für

$$\frac{b_2}{D} = k \leqq \frac{1}{5} \text{ bis } \frac{1}{4}.$$

Damit folgt

$$Q = \pi k D^2 \frac{a_2}{a_2 + s_2} c_2 \sin \delta,$$

also

$$D = \sqrt{\frac{1}{\pi k} \frac{a_2 + s_2}{a_2}} \sqrt{\frac{Q}{c_2 \sin \delta}};$$

$\frac{a_2 + s_2}{a_2}$ darf gesetzt werden zu 1,07 bis 1,15.

Der Durchmesser D soll eine durch 50 oder 100 teilbare, ganze Zahl sein; er ist mit der Umfangsgeschwindigkeit u und Umlaufzahl n verbunden durch

$$D \pi n = 60 u.$$

Mit abnehmendem k wächst D und damit Gewicht und Anlagekosten sowie Reibungs- und Spaltverlust. Die obere Grenze für D ist durch Transport- und Aufstellungsrücksichten gezogen, und zwar ist etwa

$$D_{max} = 3{,}00 \text{ bis } 3{,}50 \text{ m}.$$

Bei kleinen Gefällen und großen Wassermengen wird zu mehrkränzigen Turbinen gegriffen; die Schaufelung für die Kränze ist verschieden zufolge der verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten. Abgesehen hiervon können Rücksichten auf Hochwasser bestimmend sein.

Die Schaufeldicke s_2 beträgt je nach Material und Gefälle 6 bis 10 bis 16 mm (Guß) bezw. 3 bis 8 mm (Blech). Die Lichtweite a_2 wird gemacht $a_2 = 15$ bis 45 bis 80 mm, ersterer Wert für kleine, letzterer für große Turbinen. Statt a_2 kann auch z gewählt werden, etwa

$$z = \frac{1}{2} \sqrt{D} \text{ mm}.$$

Lichtweite, Schaufelzahl und Teilung auf dem mittleren Umfang stehen im Zusammenhang

$$D \pi = z t_2 = z \frac{a_2 + s_2}{\sin \gamma}.$$

Bei stark Geschiebe führendem Wasser und bei ungünstigen Eisverhältnissen wird behufs Vermeidung von Verstopfungen a_2 groß, d. h. z klein gewählt.

R e c h n u n g s v o r g a n g. Festsetzung von c_2 bezw. $c_2 \sin \delta$ (kleine Abweichungen von der Vertikalen sind zulässig).

Wahl von k und Schätzung von $\frac{a_2 + s_2}{a_2}$.

Bestimmung von D. Annahme von u und Ermittelung von n oder umgekehrt.

Damit folgt w_2 und γ, unter Annahme von z noch $a_2 + s_2$. Wahl von s_2.

Kontrolle der Voraussetzung hinsichtlich $\frac{a_2 + s_2}{a_2}$ und event. neue Rechnung.

Mit w_2 folgt b_2 aus
$$b_2 = \frac{Q}{z\, a_2\, w_2}.$$

Prüfung des Verhältnisses $\frac{b_2}{D}$ dahin, ob es innerhalb der für $\frac{b}{D} = k$ gezogenen Grenze liegt.

Damit ist das Geschwindigkeitsdiagramm bestimmt gemäß den S. 841 u. f. gemachten Ausführungen.

Für den Austritt aus dem Leitrad gilt in gleicher Weise wie für denjenigen des Laufrades, wenn für die zugeschärfte Laufradschaufel $\frac{a_1 + s_1}{a_1} \sim 1$ gesetzt wird
$$b_0 = \frac{a_0 + s_0}{a_0\, \pi} \, \frac{Q}{D\, c_1 \sin \alpha}.$$

Hierin ist $\frac{a_0 + s_0}{a_0} = 1{,}07$ bis $1{,}15$: ersterer Wert für schwache, letzterer für starke Schaufeln.

Man macht $a_0 \leqq a_2$, damit event. durch das Leitrad gehende feste Körper sich nicht im Laufrad festsetzen, und wählt z_0 um 1 bis 2 kleiner als z.

Lichtweite, Schaufelzahl und Teilung auf den mittleren Umfang sind wieder verbunden durch
$$D\, \pi = z_0\, t_0 = z_0 \frac{a_0 + s_0}{\sin \alpha}.$$

Bei Wahl von z_0 ist nachträglich $\frac{a_0 + s_0}{a_0}$ mit dem vorher eingeführten Schätzungswert zu prüfen und event. b_0 zu berichtigen.

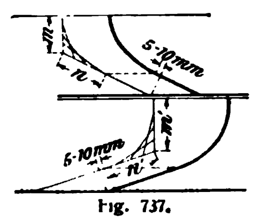


Fig. 737.

Durch Verbindung beider Gleichungen folgt noch
$$b_0 = \frac{Q}{z_0 a_0\, c_1},$$
von welcher Beziehung auch zur Bestimmung von b_0 ausgegangen werden kann.

Leitradkanal. Das Schaufelende, unter α gegen die Horizontalebene geneigt, wird behufs Abschwächung von Werkstattfehlern und Vermeidung von Kontraktion des Wassers gerade ausgeführt derart, daß sich die geradlinige Begrenzung um 5 bis 10 mm überdeckt (Fig. 737); die Höhe des Leitrades pflegt man zu machen $h_l \sim 3\, a_0$ und die Schaufel nach einer Parabel zu

krümmen, damit die schärfere Krümmung mit der kleineren Geschwindigkeit zusammenfällt (Fig. 737). Entsprechend der Geschwindigkeitssteigerung nimmt man $n > m$.

Die Formgebung der Schaufel hängt unter Umständen mit von der Reguliereinrichtung ab, was zu beachten ist (vergl. S. 852 u. f.).

Laufradkanal. Die Laufradhöhe pflegt

$$h_r \backsim 3\, a_2$$

gewählt zu werden.

Die Schaufelkurve muß die aus dem Diagramm oder durch Rechnung sich ergebenden Richtungen der Relativgeschwindigkeiten berühren; sie wird vielfach als Parabel mit diesen als Tangenten gezeichnet und zwar ist $n' > m'$ (Fig. 737). Sofern $w_2 = w_1$ (Druck- oder Grenzturbine) wählt man $n' = m'$.

Bei Verwendung von Blechschaufeln werden einige Schaufeln — zwecks Verbindung der Laufradkränze — in Guß ausgeführt.

Zur Erleichterung der Werkstattarbeit und Geringhaltung event. Verluste infolge ungenauer Ausführung macht man

$$b_1 = b_0 + (5 \text{ bis } 10) \text{ mm (Fig. 720)}$$

oder man rundet bei $b_1 = b_0$ die Laufradkränze innen ab.

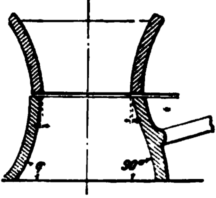


Fig. 738.

Das Schaufelende wird behufs Vermeidung von Geschwindigkeitsänderungen nach Größe und Richtung geradlinig gehalten, und zwar greifen die geradlinigen Enden etwas über (vergl. Leitradkanal). Bis zu dem hierdurch bestimmten Querschnitt soll das Wasser seine Energie abgegeben haben.

Im Falle veränderlicher Kranzbreite ist auf möglichste Erhaltung von c_2 nach Größe und Richtung zu achten, daher $\sphericalangle\, \varphi$ nur wenig von 90^0 abweichen darf (Fig. 738, links); besser ist die Erweiterung mit $\varphi = 90^0$ (Fig. 738, rechts). Unter allen Umständen muß in diesem Falle die Relativgeschwindigkeit w stetig wachsen, d. h. der Querschnitt des Laufradkanals, senkrecht zur Relativgeschwindigkeit, stetig abnehmen.

Schaufelung. Die nach vorstehendem festgesetzten Schaufelkurven werden aufgefaßt als Abwickelungen der auf dem mittleren Cylinder liegenden Kurven. Da sich der mittlere Wasserfaden auf der wirklichen Cylinderfläche von Durchmesser D und nicht auf der abgewickelten bewegt, ist er infolge der Centrifugalkraft radialen Pressungen unterworfen, welche von innen nach außen zunehmen; der Pressungsunterschied zwischen innerem und äußerem Mantel, also auf die Breite b_0, beträgt in m Wassersäule

$$\frac{(c_0 \cos \alpha)^2}{g} \frac{b_0}{\frac{D}{2}};$$

er ist also proportional b_0, daher b_0 im Verhältnis zu D gering zu halten ist (vergl. S. 847).

Die übliche Auffassung der Schaufelfläche als eine Schraubenfläche mit der mittleren Schaufelkurve als Leitlinie und einer die Achse senkrecht

schneidenden Erzeugenden ist wegen der damit verknüpften Stoßverluste unrationell, wie sich aus folgendem ergibt.

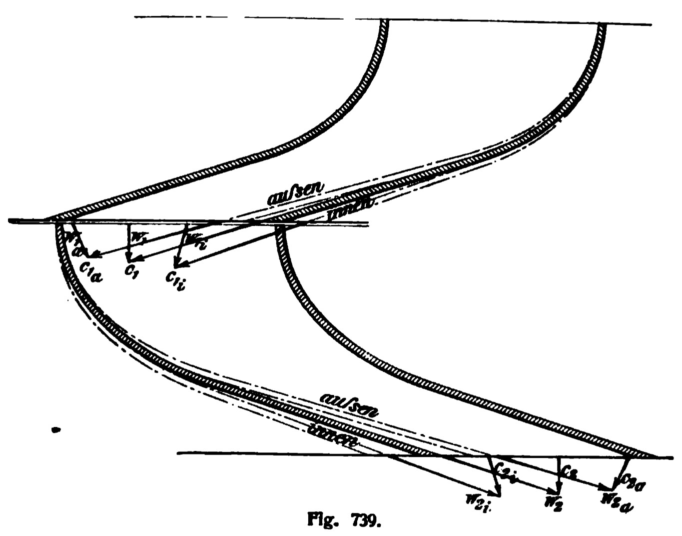


Fig. 739.

Der Steigungswinkel der zum Cylinder mit x als Halbmesser gehörigen Schraubenlinie ist bestimmt durch

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{h}{2 \pi x},$$

also, da $h =$ konst., umgekehrt proportional x.

Mit den zusammengehörigen Werten r und α bezw. β bezw. γ folgt sonach

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{r}{x} \operatorname{tg} \alpha, \quad \operatorname{tg} \beta_x = \frac{r}{x} \operatorname{tg} \beta, \quad \operatorname{tg} \gamma_x = \frac{r}{x} \operatorname{tg} \gamma.$$

Der Eintritt erfolgt somit nicht stoßfrei, der Austritt nicht senkrecht zu u (Fig. 739).

Soll letzteres der Fall und c_1 über die ganze Breite konstant sein, so muß stattfinden[1])

$$\operatorname{cotg} \gamma_x = \frac{\omega}{c_2} x, \quad \operatorname{cotg} \alpha_x = \frac{\eta_h \, g H_n}{\omega \, c_2} \frac{1}{x},$$

$$\operatorname{cotg} \beta_x = \frac{\eta_h \, g H_n}{\omega \, c_2} \frac{1}{x} - \frac{\omega}{c_2} x.$$

Hiernach berechnen sich die Schaufelwinkel für verschiedene

Fig 739a.

[1]) C. v. Bach, „Die Wasserräder".

Cylinderdurchmesser; α und β ändern sich also mit x entgegengesetzt dem vorigen Fall der Schraubenfläche (Fig. 739 a). Der untere Teil der Laufradschaufel liegt auf einer Schraubenfläche von konstanter Steigung, die Schaufelstirnflächen im Spalt liegen nicht mehr radial, ein Vorteil, insofern die mit der endlichen Schaufelstärke verknüpften Unregelmäßigkeiten in der Wasserbewegung zurücktreten gegenüber der radialen Schaufelstellung.

Arbeitsverluste.

a) Spaltverlust. Die Verhältnisse des Laufrades wurden für die gesamte Wassermenge Q ermittelt; durch den Kranzspalt entweicht unter dem daselbst vorhandenen Druckunterschied Wasser ohne Arbeitsverrichtung. Um diesen Verlust ist streng genommen die durch das Laufrad gehende Wassermenge geringer.

Der hydraulische Druck im Punkte „0" (Fig. 721 bezw. 730) ist

$$h_0 = H_n - H_0 - (1 + \zeta_0)\frac{c_0^2}{2g} = (1 - \iota_0) H_n - H_0 - \frac{c_0^2}{2g}.$$

Für den Punkt „1" folgt

$$h_1 = H_n - H_1 - (1 + \zeta_0 + \zeta_1)\frac{c_1^2}{2g} = (1 - \iota_0 - \iota_1) H_n - H_1 - \frac{c_1^2}{2g}.$$

Sofern $H_0 = H_1$ und $c_0 = c_1$ angenommen wird, folgt der auf Wasserverlust durch den Kranzspalt hinwirkende Überdruck bei einer Sachlage gemäß Fig. 730

$$\frac{h_0 + h_1}{2} - (-H_0) = \frac{h_0 + h_1}{2} + H_0.$$

Im Sinne der Rechnung liegt die Einführung eines großen Überdruckes; derselbe werde gesetzt

$$h_0 + H_0 = H_n - (1 + \zeta_0)\frac{c_0^2}{2g} = (1 - \iota_0) H_n - \frac{c_0^2}{2g}.$$

Der Wasserverlust beträgt dann mit D als mittleren Durchmesser

$$q = \mu\, 2\pi D h_s \sqrt{2g(h_0 + H_0)}.$$

μ ist abhängig vom Geschwindigkeitskoeffizienten, welcher bei der starken Drosselung gering sein wird (vergl. S. 804).

Es darf gesetzt werden

$\mu \sim 0{,}5$ für cylindrischen Spalt (c in Fig. 728, rechts),
$\mu \sim 0{,}3$ für versetzten Spalt (b in Fig. 728, links),

Die Höhe h_s des Kranzspaltes ist so klein zu machen, als Spurzapfen- oder Lagerabnutzung gestattet, damit das Laufrad nicht schleift, 1 bis 3 mm. (Ausgleichung dieser Abnutzung durch Nachstellung.)

b) Spurzapfenreibung. Die bei Anordnung mit stehender Welle (Fig. 730), sich ergebende Spurzapfenbelastung setzt sich zusammen aus:

1. Gewicht der rotierenden Turbinenteile (Laufrad, Welle, Zahnrad, statt dessen bei direktem Antrieb das Gewicht des entsprechenden rotierenden Teiles), vermindert um den Auftrieb, soweit die Teile unter Wasser liegen;
2. Gewicht des im Laufrad enthaltenen Wassers;

3. Reaktionskraft, welche mit der Geschwindigkeitsänderung des Wassers in vertikaler Richtung verknüpft ist; nach Fig. 733 ist dieselbe gleich Null, nach Fig. 736 beträgt sie
$$V = m\, u'_y;$$
4. Druck des Wassers infolge Überdruckes im Spalt auf die Ringfläche $\pi D b$;
5. Überdruck des Wassers gegen die Stirnflächen der Radkränze;
6. Vertikalkomponente des Zahndruckes für den Fall der Übertragung mittels konischer Räder (vergl. „Turbinenbremsung").

In Betracht kommen hauptsächlich die Kräfte unter 1, event. 2, sowie 3 und 4.

Die Berechnung der Zapfenreibung erfolgt nach dem unter „Zapfen" (S. 190 u. ff.) Gesagten, wobei für $\mu \sim 0{,}05$ eingeführt werden darf[1].

c) Reibung in den Führungslagern infolge der Zapfendrücke, welche sich aus den Zahndrücken oder aus den Riemen- bezw. Seilspannungen ergeben (s. ebenfalls unter „Zapfen").

d) Reibung des Laufrades am Wasser oder an der Luft, Luftreibung des Vorgeleges.

Bei guter Ausführung dürfen die Verluste eingeführt werden

unter a)

zu 2 bis 3% der absoluten Wasserkraft $A_0 = 1000\, Q\, H_n$,

unter b)

zu 2 bis 5% der absoluten Wasserkraft $A_0 = 1000\, Q\, H_n$ } je nach den Verhältnissen[2].
und b) bis d) je einschl.
zu 4 bis 7% der absoluten Wasserkraft $A_0 = 1000\, Q\, H_n$

Regulierung. Diese hat, wie alle wirtschaftlichen Regulierungen, auf die Wassermenge und nicht auf das Gefälle einzuwirken; daher ist die Regulierung mittels Drosselklappe, durch die Einlauf- oder Auslaßschütze (Fig. 740)[3]) wegen Drosselung des ein- bezw. ablaufenden Wassers (Gefällverminderung) unrationell. Die Auslaßschütze wird bisweilen ausgeführt, um die Turbine schnell an- oder abstellen zu können ohne die Turbineneinlaßschütze bedienen zu müssen, welche bei großen Abmessungen einen unter Umständen hohen Kraftaufwand auf längere Zeit bedingt als statthaft ist.

Den genannten Anforderungen wird entsprochen durch Absperren von Leitradkanälen mittels Klappen (Fig. 740), deren jede (Sektor)

---

[1]) Neuere Versuche ergeben Zapfenreibungskoeffizienten $\mu = \frac{1}{40}$ und kleiner, je nach Ölbeschaffenheit, Pressung und Geschwindigkeit.

[2]) M. Schröter hat für die Jonvalturbinen in Göggingen (Fußbem. 3) den Spaltverlust zu 3%, die Zapfenreibung zu 4% eingesetzt und damit durch Rechnung einen Wirkungsgrad von 81% gefunden; die Bremsung ergab bei voller Beaufschlagung und normaler Umlaufzahl 82% Wirkungsgrad.

[3]) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1886, S. 782: M. Schröter, „Die Jonvalturbinen der Nähfadenfabrik in Göggingen". Für dieselben ist $D = 2450$, $b_1 = l_2 = 450$, also $k = \frac{1}{5{,}45}$; bei 4,1 m Nutzgefälle ist $n = 46$, somit pro 1 m Gefälle $n^1 = \frac{46}{\sqrt{4{,}1}} = 22{,}7$, $u^1 = 2{,}90$ m, bezw. folgt $u = 5{,}90 = 0{,}655\,\sqrt{2 g H_n}$. 36 Leit- und 38 Laufschaufeln. $h_l = 330$, $h_r = 300$ mm.

gleichzeitig mehrere aufeinanderfolgende Kanäle überdeckt, mittels Schieber, welche sich vertikal in Schlitzen der Leitradkränze (Fig. 741) oder auf den Eintrittstirnflächen letzterer, um die Turbinenachse drehend, bewegen. Einteilige, das gesamte Leitrad abdeckende Schieber von ebener, cylindrischer oder sattelförmiger Form [1]), welche, um vollständig

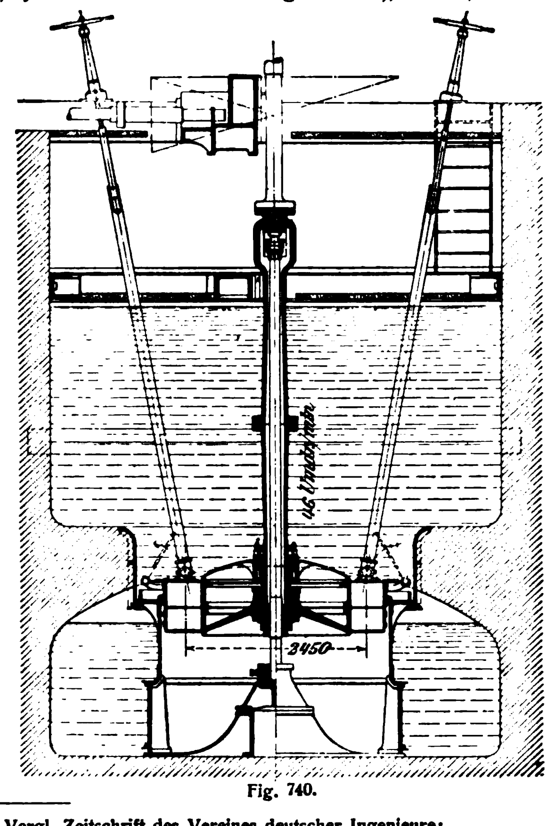


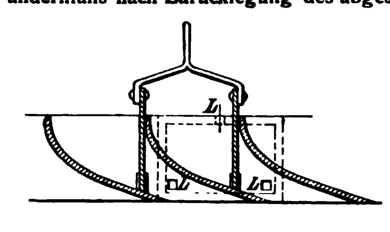
Fig. 740.

---

[1]) Vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure:
1891, S. 1063, insbes. Fig. 10, Tafel 30, Ausführung von Ganz & Co., Maschinenfabrik A.-G. Budapest, für die „Krainische Industrie-gesellschaft Assling".
1892, S. 1029 u. f., „Wasserwerk Genf", Ausführung der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie., Zürich.
1893, S. 1416 u. f., „Wasserwerk Schaffhausen", Ausführung der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie., Zürich, bezw. A.-G. vorm. J. J. Rieter, Winterthur.
Die Turbinen letztgenannter Anlage sind teilweise durch Francis-turbinen ersetzt worden. Vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1192.
1897, S. 962 u. f., insbes. Fig. 4, S. 963, Ausführung von Ganz & Co., Budapest.

öffnen und schließen zu können, gewundene Leitradkanäle bedingen, die in radialer Richtung um die halbe Eintrittbreite je in zwei gegenüberliegenden Quadranten nach außen oder innen abgelenkt sind, erfordern wegen des auf ihnen lastenden Wasserdruckes und des unter Umständen hohen Reibungskoeffizienten, $\mu \geq 0{,}3$, zu ihrer Betätigung großen Kraftaufwand. Das Ausschalten der Leitradzellen mittels einzelner Schieber oder Klappen, welcher nacheinander von Hand oder zwangläufig durch Getriebe gesteuert werden, ist daher besser und ermöglicht leichter selbsttätige (automatische) Regulierung.

Damit sich die unter den abgesperrten Leitradzellen befindlichen Laufradzellen auch entleeren, muß Luft zugeführt werden (Ventilation), andernfalls nach Zurücklegung des abgesperrten Leitradumfanges seitens des Laufrades das aus dem Leitrad mit c_0 austretende Wasser auf das bis dahin im Laufrade relativ ruhende Wasser trifft und Stoßverluste verursacht. Diese Verluste sind nicht zu vermeiden beim Arbeiten der Turbine im Stau (Waten)[1]) und mit Saugrohr versehenen Turbinen. Um mit letzteren bei teilweiser Beaufschlagung noch möglichst gute Wirkungsgrade zu erhalten, nähert man sich mit ihnen dem Zustande des Umlaufes in freier Luft, indem man den Spalt wenig über Unterwasser anordnet, d. h. die Saughöhe gering hält (Fig. 740). Auch bei dem in freier Luft ausgießenden, ventilierten Laufrade sind Stoßverluste nicht zu vermeiden, insofern das Wasser, welches aus der dem abgesperrten Umfange im Sinne der Laufradbewegung folgenden Leitradzelle austritt, eine größere, dem nutzbaren Leitradgefälle entsprechende Geschwindigkeit besitzt, als wenn im Laufradeintritt der normale Überdruck vorhanden wäre.



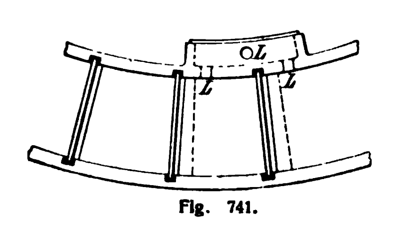


Fig. 741.

Die Luftzuführung erfolgt durch das hohle Gestänge der Klappen (Fig. 740) oder Schieber oder durch besondere Rohre in Verbindung mit eingegossenen Kanälen (Fig. 741 mit L bezeichnet).

Zur Herabminderung der bezeichneten Stoßverluste empfiehlt sich die Absperrung derart, daß je die offenen und geschlossenen Leitradkanäle unmittelbar aufeinander folgen, statt abwechselnde oder symmetrische Absperrung; für letztere spricht die Fernhaltung einseitigen Zapfendruckes.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß selbst bei Turbinen mit geringem Sauggefälle, in denen die zugeführte Luft eine Gefällverminderung verursacht, durch Absperren einzelner Leitradkanäle bessere Wirkungsgrade erzielt werden als bei den eingangs erwähnten, auf Gefällver-

[1]) Vergl. Fußbem. 3 (S. 852) und Dr. Gust. Zeuner, „Theorie der Turbinen", S. 200.

nichtung hinwirkenden Vorrichtungen oder bei gleichzeitiger Verminderung des Eintrittquerschnittes aller Leitradkanäle.

Absoluter Wasserweg ist der vom Wasser im Raume wirklich zurückgelegte Weg. Manche Konstrukteure gehen von ihm zur Bestimmung der Schaufelkurve aus. Er kann aus letzterer und den Wassergeschwindigkeiten in der Ebene (Abwickelung) für den Fall unendlich dünner Schaufeln und konstanter Kanalbreite (Fig. 742) folgendermaßen festgestellt werden. Unter den getroffenen Voraussetzungen ist die Vertikalkomponente der Relativgeschwindigkeit konstant; daher folgt die Zeit, innerhalb welcher das bei A eintretende Teilchen nach B_1 gelangt, zu

$$t = \frac{\overline{A C_1}}{c_{1v}} = \frac{\overline{A C_1}}{w_1},$$

sofern $\beta = 90^0$, andernfalls ist statt w_1 die Vertikalkomponente der relativen Eintrittgeschwindigkeit zu setzen.

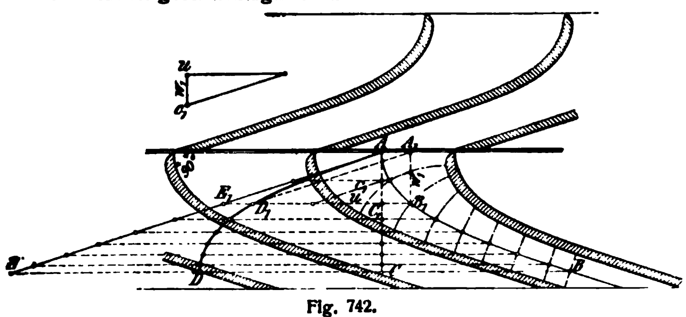


Fig. 742.

Innerhalb dieser Zeit gelangt B_1 nach D_1, d. h. es ist D_1 ein Punkt der absoluten Bahn. Es ist also auch

$$t = \frac{\overline{B_1 D_1}}{u}.$$

Daher folgt

$$\overline{A C_1} : w_1 = \overline{B_1 D_1} : u = \overline{A_1 B_1} : w_1.$$

Die Anlegung des Geschwindigkeitsdreieckes in B_1 derart, daß Geschwindigkeit u horizontal ist, liefert in deren Schnitt D_1 mit der durch A_1 zu c_1 gezogenen Parallelen den gesuchten Punkt der absoluten Bahn.

Nach Figur 742 folgt $\overline{A A_1} = \overline{E_1 D_1} = \overline{C_1 B_1}$; es genügt hiernach, zur Bestimmung von D_1 die Entfernung $C_1 B_1$ der relativen Bahn von der durch A gehenden Vertikalen vom Punkte E_1 nach rechts abzutragen, nach welchem das in A eintretende Wasserteilchen nach t Sekunden gelangen würde, wenn keine Ablenkung durch die Schaufel stattfände. Es folgt dies direkt aus der Betrachtung, daß im Falle Verlaufes der Schaufel nach $\overline{AC}$ statt $\widehat{AB}$ unter Einfluß der gezeichneten Geschwindigkeiten die absolute Bahn nach AE verläuft; um die Abweichung der gekrümmten Schaufel von AC muß die absolute Bahn von AE abweichen.

Über die Bestimmung des absoluten Weges für endliche Schaufelstärken und veränderliche Kranzbreite s. Dr. Gust. Zeuner, „Theorie der Turbinen", S. 145 u. f.

Ausführungen. Bei wenig veränderlicher Wasserkraft wird das Laufrad einkränzig ausgeführt, im andern Falle, wenn Gefälle und Wassermenge stark schwanken, zwei- und mehrkränzig; die Schaufelungen weichen entsprechend den verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten voneinander ab.

Über Einzelheiten der Turbinen mit Zubehör vergl. die in Fußbemerkung S. 852 und 853 genannten Quellen, sowie Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1888, S. 125 u. f., „Jonvalturbinen der München-Dachauer A.-G. in Olching".

Für diese letzteren ist

$$D = 3400,\ b_1 = b_2 = 805, \text{ also } k = \frac{1}{4,22},\ \alpha = 18^0 50',\ \gamma = 16^0 37',\ z_0 = 53.$$

Die Turbine lief bei $H = 3,046$ m mit $n = 28,9$ Umdrehungen, verarbeitete 11,443 cbm Wasser und leistete 370,7 PS_n, also folgt der Wirkungsgrad $\eta = 79,8\,\%$.

Es ergibt sich

$$u = 5,15 = 0,665\sqrt{2\,g\,H_n} \text{ bezw. } u^1 = \frac{5,15}{\sqrt{3,046}} = 2,95 \text{ und } n^1 = 16,55.$$

Während des Versuches hing das Laufrad 98 mm frei, wogegen sich H_n bis zum Unterwasserspiegel versteht.

2. Radialturbinen mit äußerer Beaufschlagung, Francisturbinen.

Mit der Änderung der Radien R_1 und R_2 wird die lebendige Kraft der relativen Bewegung für jedes zur Wirkung kommende Kilogramm Wasser erhöht um

$$\frac{\omega^2}{g}\int_{R_1}^{R_2} r\,dr = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2\,g}\,\omega^2 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2\,g}.$$ (Vergl. S. 808, Fig. 701).

Falls sonstige Einflüsse auf Veränderung von w nicht einwirken, gilt somit die Beziehung

$$w_2^2 - w_1^2 = u_2^2 - u_1^2 \text{ oder } w_2^2 - u_2^2 = w_1^2 - u_1^2.$$

Die absolute Wirkungsfähigkeit des Wassers wird hierdurch nicht berührt.

Unter Voraussetzung vollständiger Erfüllung der Radkanäle (Überdruck beim Eintritt), paralleler Radkränze, d. h. gleichbleibende Breite $b_1 = b_2$, und Vernachlässigung der Schaufelstärken folgt aus

$$2\,\pi\,R_1\,b\,w_{r_1} = 2\,\pi\,R_2\,b\,w_{r_2} = 2\,\pi\,R\,b\,w_r,$$
$$w_{r_1} : w_{r_2} = R_2 : R_1 \text{ und } w_{r_2} : w_r = R : R_2.$$

Die radialen Relativgeschwindigkeitskomponenten (Projektion der relativen Geschwindigkeit auf den Halbmesser) in den einzelnen Punkten des Kanals verhalten sich umgekehrt wie die zugehörigen Halbmesser.

Im Falle veränderlicher Kanalbreite gilt

$$2\pi R_1 b_1 w_{r1} = 2\pi R_2 b_2 w_{r2} = 2\pi R b w_r,$$

also

$$w_{r1} : w_{r2} = b_2 R_2 : b_1 R_1 \text{ und } w_{r2} : w_r = b R : b_2 R_2.$$

Die radialen Relativgeschwindigkeitskomponenten verhalten sich umgekehrt wie die Produkte aus Breite und zugehörigem Halbmesser.

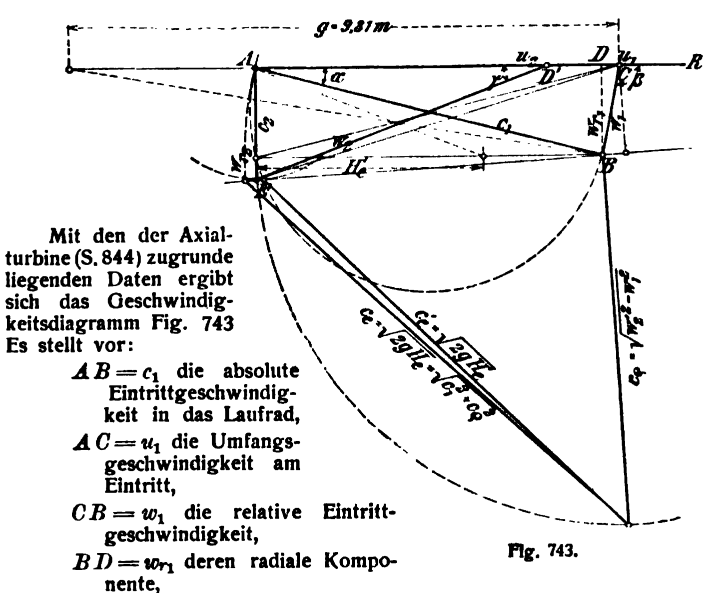


Fig. 743.

Mit den der Axialturbine (S. 844) zugrunde liegenden Daten ergibt sich das Geschwindigkeitsdiagramm Fig. 743 Es stellt vor:

$AB = c_1$ die absolute Eintrittgeschwindigkeit in das Laufrad,

$AC = u_1$ die Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt,

$CB = w_1$ die relative Eintrittgeschwindigkeit,

$BD = w_{r1}$ deren radiale Komponente,

$\sphericalangle CAB = \alpha$ den Austrittwinkel aus dem Leitrad,

$\sphericalangle RCB = \beta$ den Schaufelwinkel am Laufradeintritt,

$AD' = u_2 = \frac{R_2}{R_1} u_1$ die Umfangsgeschwindigkeit am Austritt,

$EA = \frac{R_1}{R_2} BD = w_{r2} = \frac{R_1}{R_2} w_{r1}$ die radiale Komponente der relativen Austrittgeschwindigkeit,

$ED' = w_2$ die relative Austrittgeschwindigkeit.

Sofern die absolute Austrittgeschwindigkeit radial gewählt wird, ist

$EA = w_{r2} = \frac{R_1}{R_2} w_{r1} = c_2$ und

$\sphericalangle AD'E = \gamma$ der Schaufelwinkel am Laufradaustritt.

Zur Änderung von w_1 auf w_2 ist ein Überdruck im Eintritt erforderlich, bestimmt durch

$$\frac{w_1^2 + u_2^2 - u_1^2}{2g} + h_\varrho = \frac{w_2^2}{2g},$$

somit folgt

$$2g\,h_\varrho = w_2^2 - w_1^2 - (u_2^2 - u_1^2).$$

Mit $w_2'^2 = w_2^2 - (u_2^2 - u_1^2)$ ergibt sich

$$2g\,h_\varrho = w_2'^2 - w_1^2.$$

Es ist

$$w_2' = CE.$$

Die Turbinenleistung ist für jedes Kilogramm Aufschlagwasser

$$L = \frac{1}{2g}\left[c_1^2 - c_2^2 + c_\varrho^2\right] = \frac{1}{2g}\left[c_1^2 - c_2^2 + w_2'^2 - w_1^2\right].$$

Die Radialturbine ist gleichwertig einer Achsialturbine mit erweitertem Schaufelkranz, entsprechend $\frac{b_2}{b_1} = \frac{R_1}{R_2}$, und mit den gleichen Größen c_1, w_1, u_1, c_2, α und β; es ändern sich nur γ in γ' ($\measuredangle ADE$) und w_2 in $w_2' = \sqrt{w_2^2 - (u_2^2 - u_1^2)} = CE$.

Diese Achsialturbine mit erweitertem Kranz ist einer andern mit parallelen Kränzen gleichwertig, wie S. 846 ausgeführt. Es wird also das Diagramm der Radialturbine aus demjenigen der Achsialturbine abgeleitet.

Beispiel. Es ist für das Nutzgefälle von 5 m unter den S. 844 genannten Bedingungen das Diagramm der radialen Überdruckturbine mit äußerer Beaufschlagung zu ermitteln. Es sei $\frac{R_2}{R_1} = 0{,}8$, ferner, wie früher, $\Sigma\,\iota = 0{,}15$ und $\frac{c_2^2}{2g} = 0{,}04\,H_n$, also $c_2 = 1{,}98$ m.

Damit wird $H_\varrho' = (1 - 0{,}15 - 0{,}04)\,H_n = 4{,}05$ m.

Die Austrittgeschwindigkeit der entsprechenden Achsialturbine mit parallelen Kränzen ist $c_2' = 0{,}8\,c_2 = 1{,}584$ m; mit diesem Wert folgt das Diagramm der Achsialturbine und durch Abtragung von $u_2 = 0{,}8\,u_1$ dasjenige der Radialturbine.
Nach demselben ergibt sich

$$c_1 = 6{,}30 \text{ m},\ w_1 = 1{,}630 \text{ m},\ \alpha = 14^0\,34',\ \beta = 104^0,\ w_2 = 5{,}56 \text{ m},\ \gamma = 20^0\,48'.$$

Hiernach ist die für das Kilogramm Wasser in der Zeiteinheit geleistete Arbeit

$$\frac{1}{2g}(c_1^2 - c_2^2 + c_\varrho^2) = \frac{1}{2g}(6{,}30^2 - 1{,}98^2 + 5{,}56^2 - 1{,}63^2 - (0{,}8\,.\,6{,}5)^2 + 6{,}5^2) = 4{,}04 \text{ mkg}.$$

Auf dem Wege der Rechnung folgt in gleicher Weise wie im Beispiel S. 844.

$$u_1 = 6{,}5 = \sqrt{0{,}81}\sqrt{9{,}81\,.\,5\,\frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta\cos\alpha}},$$

$$c_1 = \sqrt{0{,}81}\sqrt{9{,}81\,.\,5\,\frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)\cos\alpha}},$$

$$c_1 \sin\alpha = 0{,}8\,c_2 = 1{,}584.$$

Hieraus ergibt sich

$$\alpha = 14^0\,31',\ c_1 = 6{,}318 \text{ m},\ \beta = 103^0\,46',\ w_1 = 1{,}630.$$

Außerdem ist

$$w_2 = \sqrt{1{,}98^2 + (0{,}8\,.\,6{,}5)^2} = 5{,}564 \text{ und } \operatorname{tg}\gamma = \frac{1{,}98}{0{,}8\,.\,6{,}5}, \text{ also } \gamma = 20^0\,51'$$

Mit den errechneten Werten folgt die Leistung für 1 kg Aufschlagwasser

$$\frac{1}{2g}(6{,}318^2 - 1{,}98^2 + 5{,}564^2 - 1{,}630^2 - 5{,}2^2 + 6{,}5^2) = 4{,}05 \text{ mkg},$$

wie es mit $H'_e = 4{,}05$ erforderlich ist.

Es ist also, sofern die Verluste $\Sigma\iota$ dieselben sind, gleichgültig, ob die Ausnutzung der Wasserkraft mittels einer Achsial- oder Radialturbine erfolgt.

Bezüglich der Verluste vergl. S. 836 u. f.

Über die Zulässigkeit der Rechnungswerte vergl. die später gemachten Angaben.

Es sei noch bemerkt, daß für die Radial- wie für die Achsialturbine die Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt gleich ist; ob dies auch für die Umdrehungszahlen gilt, hängt von den entsprechenden Durchmessern ab.

Das Beispiel läßt erkennen, daß für die getroffenen Annahmen hinsichtlich c_1, u_1 und der Radtiefe alle andern Diagrammwerte (Geschwindigkeiten und Winkel) bestimmt sind. Hätte man z. B. $\beta = 90^0$ gewählt und c_2, wie vorher, beibehalten, so folgt u_1 direkt aus der ersten Gleichung, also unabhängig von α, und dieses sowie c_1 aus den beiden letzten Gleichungen [1].

Bei der modernen Francisturbine durchfließt das Wasser das Laufrad nicht rein radial, sondern es wird durch letzteres selbst allmählich in die achsiale Abflußrichtung übergeführt, die Wasserfäden sind nicht parallel. Die Ablenkung ist um so stärker, je näher der betreffende Faden dem Abflußrohre liegt, es läßt sich daher die Schaufelung nicht allein aus dem mittleren Wasserfaden bestimmen [2].

Man geht wieder von der Austrittgeschwindigkeit c_2 aus, bestimmt durch den zulässigen Austrittverlust H_2.

Die auf Abfluß hinwirkende Geschwindigkeit (Fig. 722 und 725) ist $c_2 \sin\delta$, die Austrittgeschwindigkeit selbst wählt man zu

$$c_2 = (0{,}16 \text{ bis } 0{,}20 \text{ bis } 0{,}25)\sqrt{2\,g\,H_n},$$

also

$$\frac{c_2^2}{2g} = (0{,}026 \text{ bis } 0{,}04 \text{ bis } 0{,}063)\,H_n,$$

d. s. 2,6 bis 4 bis 6,3 % des Nutzgefälles.

Die kleinen Werte bei hohen Gefällen werden bisweilen noch unterschritten, die höheren Werte werden bei großen Wassermengen im Interesse kleiner Räder und Billigkeit der Anlage gewählt (vergl. S. 860 u. f.).

Die Geschwindigkeit $c_2 \sin\delta$ versteht sich für die endliche Schaufeldicke; für letztere folgt die Geschwindigkeit des in das Saugrohr eintretenden Wassers zu

$$c_s = \frac{a_2}{a_2 + s_2}\,c_2 \sin\delta,$$

worin

$$\frac{a_2}{a_2 + s_2} = 0{,}95 \text{ bis } 0{,}85$$

gesetzt werden darf.

---

[1] Die Abhängigkeit des Winkels α von den angenommenen Größen (c_2 und u_1 bezw. c_2 und β) ist zu betonen gegenüber der Auffassung, die Größe von α sei im Falle eines Schaufelwinkels von 90° ohne Einfluß auf die Eigenschaften der Turbine. Inwieweit die Winkel, also auch α, auf diese einwirken oder ob die bezeichnete Auffassung praktisch zulässig ist, kann nur durch Versuche festgestellt werden, da der Wert η_h selbst nicht konstant ist.

[2] Der Unterschied zwischen mehr radialem Durchfluß und solchem mit allmählicher Überführung des Wassers in die achsiale Richtung, besonders hinsichtlich der Umdrehungszahl unter sonst gleichen Verhältnissen, ist zu ersehen an den „Turbinen der Kraftübertragungswerke Rheinfelden". Vergl. F. Prásil, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1899, S. 1217 u. f.

Die gleiche Geschwindigkeit c_s achsial gerichtet, nimmt man im obersten Saugrohrquerschnitt vom Durchmesser D_2 an (Fig. 744 bis 746): derselbe folgt aus der Wassermenge und c_s.

Regulierturbinen für veränderliche Wassermengen pflegt man im Interesse guten Nutzeffektes bei Mittel- und Kleinwasser, d. h. bei teilweiser Öffnung des Leitapparates, derart zu konstruieren, daß man das Laufrad für etwa $\frac{3}{4}$ der normalen Wassermenge bemißt, also hierfür die beabsichtigten Geschwindigkeiten nach Größe und Richtung erhält und die Winkel bestimmt. Bei nach oben oder unten abweichender Wassermenge erfolgt der Wasserdurchgang nicht mehr stoßfrei im Sinne der früheren Darlegungen, insbesondere ist der Austrittverlust bei der Gesamtwassermenge Q größer. Derart konstruierte Turbinen zeigen tatsächlich in der Nähe von $\frac{3}{4}$ Beaufschlagung den besten Nutzeffekt.

Damit folgt

$$\frac{\pi}{4} D_2^2 c_s = \frac{3}{4} Q,$$

wodurch D_2 bestimmt ist.

Turbinen für wenig veränderlichen Wasserstand dagegen, mit der Aufgabe möglichst großer Wasserverarbeitung, werden für die volle Wassermenge konstruiert; für diese folgt D_2 aus

$$\frac{\pi}{4} D_2^2 c_s = Q,$$

worin die c_s bestimmende Geschwindigkeit c_2 größer als vorher angenommen wird.

Das anschließende Saugrohr erhält mit Rücksicht auf event. Verengung durch das Tragkreuz im Falle der Anordnung mit stehender Welle einen entsprechend größeren Durchmesser; es genügt für den ersten Entwurf ein Zuschlag von 5 bis 10 % zur berechneten Fläche $D_2^2 \frac{\pi}{4}$.

Der Laufraddurchmesser D_1 wird bei Ausführungen gefunden zu

$$D_1 = (1{,}4 \text{ bis } 1 \text{ bis } 0{,}7) D_2;$$

er steht mit der Umfangsgeschwindigkeit u_1 und der Umlaufzahl im Zusammenhange

$$D_1 = \frac{60\, u_1}{\pi\, n}.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 entspricht hierin etwa (56 bis 65 bis 75 %) der Gefällgeschwindigkeit, d. h.

$$u_1 = (0{,}56 \text{ bis } 0{,}65 \text{ bis } 0{,}75) \sqrt{2 g H_n}.$$

Setzt man $H_n = 1$ m, so folgt die für das Meter Gefälle anzutreffende Umfangsgeschwindigkeit zu

$$u_1{}^1 = 2{,}5 \text{ bis } 2{,}9 \text{ bis } 3{,}30 \text{ m}.$$

Umfangsgeschwindigkeiten größer als 3,50 m für 1 m Gefälle oder über 79 % der Gefällgeschwindigkeit geben weniger gute Nutzeffekte.

Der Zunahme von u_1 bezw. u_1^1 entspricht ein Wachsen des Winkels β und damit des Überdruckes im Spalt (vergl. S. 834).

Für $\beta = 90^0$ findet sich vielfach

$$u_1 = 0{,}62 \sqrt{2 g H_n} \text{ oder } u_1^1 = 2{,}75 \text{ m}.$$

Je mehr sich der Laufraddurchmesser D_1 dem oben berechneten D^3 nähert, desto größere Umlaufzahl wird bei gleichem Wert von u_1 bezw. u_1'

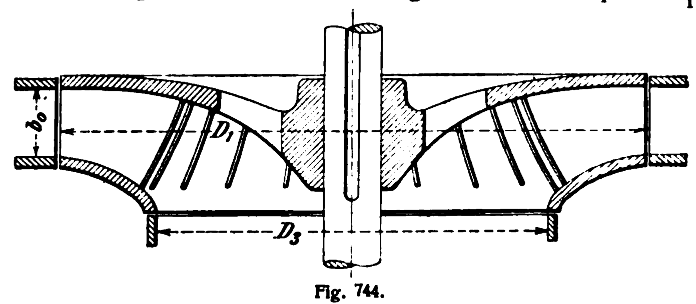


Fig. 744.

und gleichem Austrittverlust erreicht; mit Wachsen des letzteren nimmt bei gleicher Wassermenge D_3 ab und es kann damit auch D_1 kleiner werden.

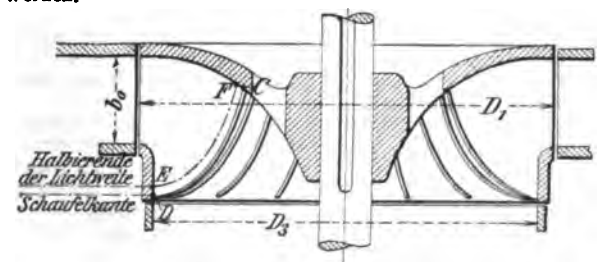


Fig. 745.

Den genannten Geschwindigkeitswerten entsprechen die oben angegebenen, in der Praxis anzutreffenden Verhältnisse zwischen D_1 und D_3 und damit die aus Fig. 744 bis 746 ersichtlichen Ausführungsformen [1]), welche Laufräder von gleicher Leistung darstellen und deren Umlaufzahlen sich verhalten wie 100 : 140 : 200.

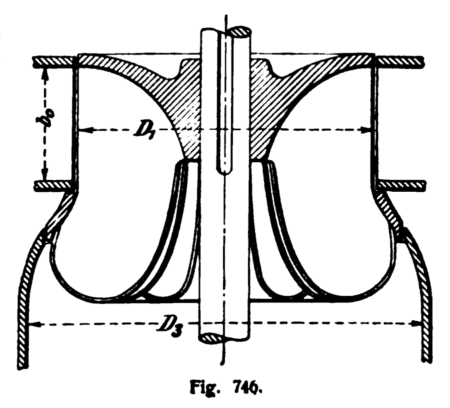


Fig. 746.

[1]) P. Thomann, „Die Entwickelung des Turbinenbaues mit den Fortschritten der Elektrotechnik“, Antrittsvorlesung, Stuttgart 1901, Konrad Wittwer.

Fig. 744 entspricht der ursprünglichen Form, dem Normaltypus, Fig. 746 der sog. amerikanischen (erweiterten) Form, während Fig. 745 eine Übergangsform darstellt.

Noch höhere Umdrehungszahlen werden erreicht durch Verteilung der Wassermenge auf zwei oder mehr, auf gemeinschaftlicher Welle sitzende Laufräder, Zwillings- und mehrfache Turbinen; die Räder fallen kleiner aus und geben bei gleichem u_1 bezw. u_1^1 entsprechend höhere Umlaufzahlen.

Für D_1 ist eine durch 50 oder 100 teilbare Zahl zu wählen und erforderlichenfalls u_1 zu korrigieren.

Sofern von einem Geschwindigkeitsverlust beim Durchgang durch den Spalt abgesehen, also $c_0 = c_1$ gesetzt wird und unter Berücksichtigung der Laufradschaufelstärke folgt die erforderliche Eintrittbreite aus

$$Q = \pi D_1 b_1 c_1 \sin\alpha \frac{a_0}{a_0 + s_0} \frac{a_1}{a_1 + s_1}.$$

Hierin ist für a_0 die größte Öffnung des Leitapparates einzuführen.

Für eingegossene, zugeschärfte Blechschaufeln ist $\frac{a_1}{a_1 + s_1} \sim 1$.

Q versteht sich bei dem Leitrad für die gesamte zu verarbeitende Wassermenge; dasselbe gilt vom Laufrad, wenn nicht auf letztere 5 bis 8 % zugeschlagen werden, um event. Ausführungsfehlern zu begegnen und sicher zu sein, daß die vorhandene größte Wassermenge auch tatsächlich geschluckt wird.

Die Breite b_0 des Leitapparates wird gleich dem errechneten b_1 gemacht; zur Begegnung von Ausführungsfehlern und der mit der Spurzapfenabnutzung verknüpften Laufradverschiebung wird die Eintrittbreite unter Umständen je nach Größe des Rades um 5 bis 10 mm größer gewählt, b_0 aber gleich dem Rechnungswert gemacht.

Die Schaufelzahl darf gewählt werden (mit D_1 in mm)

bis etwa $D_1 = 1700$

$$z_0 \sim 0{,}6 \sqrt{D_1},$$

von hier ab

$$z_0 \sim 0{,}6 \sqrt{D_1} + (1 \text{ bis } 3),$$

unter Beachtung, daß z_0 eine ganze durch 2 teilbare Zahl ist; das Laufrad erhält weniger Schaufeln, besonders bei Ausführung nach Fig. 746.

Man ermittelt nun[1]) mit Hilfe von $c_s = \frac{a_2}{a_2 + s_2} c_2 \sin\delta$ die Größe der Austrittfläche $\frac{\pi}{4} D_s^2 = b_2 D_2 \pi$, d. i. eine Rotationsfläche, bestimmt durch die Erzeugende, die Austrittkurve, und deren Schwerpunktabstand von der Rotations(Turbinen)achse. Man macht hierbei die stillschweigende Voraussetzung, daß das zugrunde gelegte c_s in den Punkten der Austrittfläche gleich groß ist und senkrecht zu dieser steht. Als Erzeugende

---

[1]) Zur Schaufelung der Francis-Turbinen vergl. A. Hummel, Dinglers polytechnisches Journal 1899, Bd. 311, Heft 1 und 2. — E. Speidel und Wagenbach, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1899, S. 581 u. f. — N. Baashuus, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1602. — Prof. Rud. Escher, Schweizerische Bauzeitung 1903, S. 25 u. f.

wird je nach der Form des Laufrades (Fig. 744 bis 746) der Parabelbogen, der Kreisbogen oder beides gewählt.

Für die Größe der Austrittfläche an sich ist es belanglos, ob die Erzeugende (Fig. 745 und 747) als innere Schaufelkante $\widehat{CD}$ oder als Halbierende der Lichtweiten angenommen wird, da dem größeren Bogen der kleinere Schwerpunktdurchmesser entspricht und umgekehrt. Meistens wird die Halbierende der Lichtweiten zugrunde gelegt[1]).

Die Erzeugenden $\widehat{AD}$ bezw. $\widehat{BC}$ des Laufrades (Fig. 747) bestehen aus Kurven, welche D_3 und b_1 berühren, im übrigen aber nach Gefühl zu verzeichnen sind; $\widehat{BC}$ verläuft anfangs gerade und konvergiert dann gegen die Achse. Es empfiehlt sich, $\widehat{AD} \backsim \widehat{BC}$ zu machen und die Austrittkurve möglichst senkrecht an $\widehat{AD}$ und $\widehat{BC}$ anzuschließen gemäß

Fig. 747.

Fig. 748.

der bezüglich der Richtung von c_2 gemachten Voraussetzung. Man will dadurch Unterschiede in den Geschwindigkeiten der einzelnen Wasserfäden und damit Beschleunigungen oder Verzögerungen nach Möglichkeit vermeiden. Man macht auch $\widehat{AD} < \widehat{BC}$ in dem Bestreben, den Verlust infolge Reibung an der durch $\widehat{AD}$ begrenzten Wand gering zu halten. Beide Bedingungen werden nahezu erfüllt bei schmalen Turbinen (Fig. 744), widersprechen sich mit zunehmender Breite b_1 (Fig. 745) und schließen sich vollständig aus bei sog. amerikanischen Turbinen (Fig. 746).

Die Mindestlänge von $\widehat{AD}$ folgt aus der Rücksichtnahme auf einen

[1]) Über die Zulässigkeit dieser üblichen Annahme liegt eine Kritik von Camerer vor, „Beiträge zur Bestimmung der Ein- und Austrittgrößen von Turbinenlaufrädern auf Grund experimentaler Untersuchungen", Dinglers polytechnisches Journal 1905, S. 817 u. ff.

guten, dem Ein- und Austrittdiagramm in A bezw. D entsprechenden Übergang; dasselbe ist von $\widehat{BC}$ zu sagen.

Mit Rücksicht auf die Bewegungswiderstände beim Durchgang des Wassers durch das Laufrad nähert man sich den unteren Grenzen von $\widehat{AD}$ und $\widehat{BC}$, macht also die Räder nicht tief; in diesem Falle ist die Forderung, c_2 senkrecht zur Austrittfläche, nicht mehr zu erfüllen. Da für den Abfluß nur der $\Sigma \Delta b_2 \sin\psi$ entsprechende Teil der durch die Erzeugenden bestimmten Austrittfläche zur Verfügung steht (vergl. das über „Schichtturbinen" S. 865 Gesagte und Fig. 749), so muß letztere größer sein als im Falle senkrechten Abflusses. Wegen der Veränderlichkeit von D_2 mit b_2 ist F_2 durch Probieren zu ermitteln, wobei die Bestimmung von D_2 für einen angenommenen Bogen b_2 vorteilhaft graphisch mit Hilfe des Kraft- und Seilpolygones (Fig. 748) erfolgt[1]), wenn nicht analytisch in folgender Weise vorgegangen wird.

Die Gleichung der Parabel als Austrittkante mit Scheitel in D- und X-Achse parallel zur Turbinenachse ist $y^2 = 2px$. Sind die Koordinaten des Endpunktes der nach Gefühl gezeichneten Parabel y_0 und $x_0 = m y_0$, so folgt der Parameter p und der zwischen $x = o$ und $x = x_0$ liegende Parabelbogen; der Schwerpunktabstand desselben, bezogen auf die Achse, ist

$$\xi = \frac{\int y\,dl}{\int dl} = \frac{\int_0^{x_0} \sqrt{2px + p^2}\,dx}{b_2} = \frac{\sqrt{p(2x_0 + p)^3} - p^2}{3\,b_2},$$

ξ läßt sich als Teil von b_2 ausdrücken, und damit folgt schließlich

$$b_2(D_3 - 2\xi)\pi = F_3 = \frac{\pi}{4} D_3^2,$$

woraus sich b_2 und damit x_0 bezw. y_0 bestimmen lassen.

Beispiel. Es seien die Endpunkte der Parabel bestimmt durch $x_0 = y_0$; damit folgt aus

$$x_0^2 = 2p\,x_0 \quad p = \frac{x_0}{2} = \frac{y_0}{2}.$$

Die Bogenlänge ergibt sich zufolge

$$s = \frac{p}{2}\left\{\sqrt{\frac{2x}{p}\left(1 + \frac{2x}{p}\right)} + ln\left(\sqrt{\frac{2x}{p}} + \sqrt{1 + \frac{2x}{p}}\right)\right\}$$

zu

$$b_2 = \frac{x_0}{4}\left\{\sqrt{20} + ln(\sqrt{4} + \sqrt{5})\right\} = \frac{5{,}9157}{4}\,x_0 = 1{,}48\,x_0.$$

Damit wird

$$\xi = \frac{\sqrt{\frac{x_0}{2}\left(2x_0 + \frac{x_0}{2}\right)^3} - \left(\frac{x_0}{2}\right)^2}{3 . 1{,}48\,x_0} = 0{,}574\,x_0 = 0{,}39\,b_2$$

---

[1]) Aus Fig. 748 ist gleichzeitig die Konstruktion der Parabel als Austrittkante aus den Tangenten und die der Normalen in einzelnen Parabelpunkten ersichtlich; letztere erfolgt mit Hilfe der Parabeleigenschaft, wonach die Subnormale konstant $= p$ oder die Subtangente gleich der doppelten Abscisse ist.

und es folgt

$$b_2 (D_2 - 0{,}78\, b_2)\, \pi = \frac{\pi}{4} \cdot D_2^2.$$

In dieser quadratischen Gleichung ist D_2 bestimmt, damit ergibt sich b_2, x_0 und y_0.

Für niedere Turbinen, entsprechend Fig. 744 mit Kreisbogen als Austrittkante, kann in ähnlicher Weise vorgegangen werden.

Man denkt sich nun die Turbine der Breite b nach in eine Anzahl Teil- oder Schichtturbinen zerlegt (Fig. 747 und 749); für die mittlere derselben wird mit Hilfe des gewählten c_2 das „mittlere" Austrittdiagramm konstruiert, d. i. das Austrittdiagramm desjenigen Wasserweges, welcher die von der Turbine verarbeitete Wassermenge in zwei gleiche Teile zerlegt, also auch die Eintrittbreite b_1 halbiert. Außerdem müßte der mittlere hydraulische Wirkungsgrad dieser Schichtturbinen gleich demjenigen des mittleren Wasserweges sein. Über die Untersuchung, inwieweit die letztere Bedingung zutrifft, vergl. Fußbemerkung S. 891. Für die Teilturbinen werden die Verhältnisse im Spalt bei ein und derselben Beaufschlagung als gleich angenommen, also allen die gleichen Werte c_1, w_1, u_1, sowie c_ϱ und damit dasselbe Eintrittdiagramm zugrunde gelegt, während das „mittlere" Austrittdiagramm sich für den Punkt der Austrittkante im Schwerpunktabstand $\frac{D_2}{2}$ versteht[1]). Die Berechtigung der Annahme gleichen Überdruckes in allen Punkten von b_1 erscheint für die Ausführungsform (Fig. 746) wegen der durch die scharfe Krümmung bedingten Kontraktion zweifelhaft.

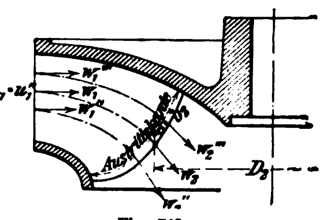


Fig. 749.

Wegen der Verschiedenheit der Umfangsgeschwindigkeit in den einzelnen Punkten der Austrittfläche folgen für diese und damit für die Teilturbine verschiedene Austrittdiagramme, insbesondere ändern sich im allgemeinen Größe und Richtung von w_2 und c_2.

Da das Geschwindigkeitsdiagramm (Ein- und Austrittdiagramm) für die mittlere Teilturbine bekannt ist, so folgt die Relativgeschwindigkeit für einen anderen Punkt der Austrittfläche nach dem S. 858 Gesagten, wonach die Radialturbine durch eine entsprechende Achsialturbine ($u_1 = u_2$) mit den nämlichen Eintrittverhältnissen ersetzt wird; es gilt allgemein (Fig. 749)

$$w_2^2 = w_1^2 + c_\varrho^2 + u_2^2 - u_1^2,$$

die Austrittgeschwindigkeit der gleichwertigen Achsialturbine ist bestimmt durch

$$w_2'^2 = w_1^2 + c_\varrho^2.$$

[1]) Es ist zu beachten, daß dieser Punkt nicht selbst der Schwerpunkt ist, da dieser nicht auf der Austrittkante selbst liegt, sondern der Schnittpunkt der durch letztere gehenden Parallelen zur Achse mit der Austrittkante.

Es folgt also für den nämlichen Punkt

$$w_2'^2 = w_2^2 + u_1^2 - u_2^2$$

und ebenso für einen zweiten Punkt

$$w_2''^2 = w_1''^2 + c_\varrho^2 + u_2''^2 - u_1^2,$$

also unter Beachtung $w_1 = w_1$

$$w_2''^2 = w_2'^2 + u_2''^2 - u_1^2 = w_2^2 + u_2''^2 - u_2^2.$$

Der Ausdruck $w_2'^2$ läßt sich hiernach rechnerisch oder zeichnerisch nach Fig. 750, 751 ermitteln bezw. nach Fig. 752, wenn c_2 nach der anderen Seite der Vertikalen abweicht.

Damit ist die Größe der relativen Austrittgeschwindigkeit fest-

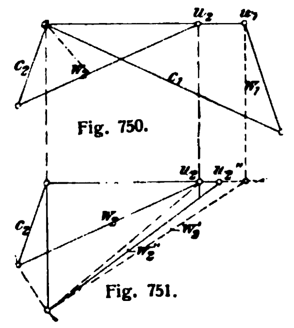


Fig. 750.

Fig. 751.

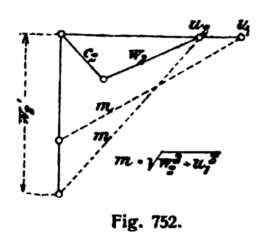


Fig. 752.

gestellt; die Richtung ist bestimmt durch die Forderung, daß c_2 für die verschiedenen Punkte nach Möglichkeit konstant ist und von der für die mittlere Teilturbine festgesetzten Richtung möglichst wenig abweichen soll. Dem wird entsprochen, wenn die verschiedenen Relativgeschwindigkeiten sämtlich durch den nämlichen Punkt der durch den Anfang von c_1 und c_2 gehenden Vertikalen zu u gezogen werden; hiernach folgt das Diagramm Fig. 753.

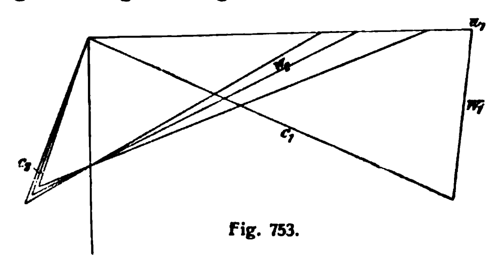


Fig. 753.

Wird im besonderen vorausgesetzt, daß die Austrittgeschwindigkeit c_2 konstant und senkrecht zu u_2 gerichtet sein soll, so folgen die verschiedenen w_2 direkt nach Fig. 754, und im Falle der Forderung $c_2 =$ konstant und $u_2 = w_2$, also unter Verzichtleistung auf senkrechten Abfluß, ergibt das Austrittdiagramm nach Fig. 755 die verschiedenen relativen Austrittgeschwindigkeiten.

Es ist ohne weiteres ersichtlich, daß beide Annahmen der oben genannten Voraussetzung bezüglich des überall gleichen Überdruckes im Laufradeintritt genügen; nach der ersten folgt allgemein $\operatorname{tg} \gamma = \frac{c_2}{u_2}$,

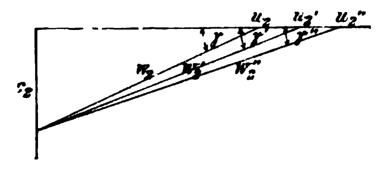


Fig. 754.

Fig. 755.

also γ wachsend mit abnehmendem u_2, während nach der zweiten Annahme sich ergibt

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{c_2}{2 u_2},$$

also

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{c_2}{u_2} \frac{\sqrt{4 - \left(\frac{c_2}{u_2}\right)}}{2 - \left(\frac{c_2}{u_2}\right)^2}$$

Der Winkel γ wächst mit abnehmender Umfangsgeschwindigkeit rascher als im vorigen Falle, außerdem aber auch die Abweichung der Austrittgeschwindigkeit c_2 von der zu u senkrechten Richtung, δ nimmt ab.

Die gemachten Ausführungen verstehen sich sowohl unter der Voraussetzung, daß c_s in allen Punkten senkrecht zur Austrittfläche steht, als auch für die in Fig. 747 dargestellte Sachlage, in welcher diese Bedingung nicht erfüllt, die Austrittfläche größer ist als bei normalem Abfluß. Vergl. S. 864.

In diesem Falle ist die Zulässigkeit der gewählten Austrittkante zu kontrollieren durch Untersuchung, ob bei voller Beaufschlagung die Turbine auch die zugrunde gelegte Wassermenge verarbeitet, schluckt; diese Prüfung ist zweckmäßig mit der Einzeichnung der Schichtturbinen zu verbinden.

Die absolute Austrittgeschwindigkeit ist $c_s = w_2 \sin \gamma \frac{a_2}{a_2 + s_2}$. Die hierzu gehörigen, normalen Flächenelemente sind

$$\Delta F_2 = d_2 \pi \Delta b_2 \sin \psi,$$

somit die Elementarwassermengen

$$\Delta Q = d_2 \pi \cdot \Delta b_2 \sin \psi \cdot c_s = d_2 \pi \Delta b_2 \sin \psi \, w_2 \sin \gamma \frac{a_2}{a_2 + s_2}.$$

Teilt man die Austrittkante in eine Anzahl Teile, so lassen sich die zugehörigen Austrittflächen und mit Hilfe der bekannten Geschwindigkeiten die aus den Schichtturbinen austretenden Wassermengen berechnen, die gleich sein müssen den entsprechenden eintretenden Wassermengen. Damit ist bei angenommener Teilung der Austrittbreite diejenige der Eintrittbreite bestimmt. Die Gesamtwassermenge folgt als $Q = \Sigma \Delta Q$ oder als Inhalt der Fläche

Fig. 756.

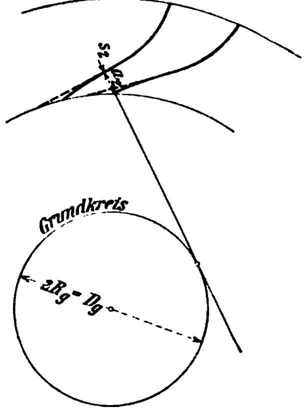


Fig. 757.

Fig. 756), die erhalten wird, wenn man die Inhalte der einzelnen Austrittflächen als Abscissen und die den einzelnen Punkten entsprechenden Abflußgeschwindigkeiten als Ordinaten aufträgt; denn es ist nach Fig. 756 $Q = \Sigma w_2 \sin\gamma \, \Delta F_2 \frac{a_2}{a_2 + s_2}$, normaler Abfluß vorausgesetzt, andernfalls ist die jeweilige Abflußgeschwindigkeit $= w_2 \sin\gamma \sin\psi$.

Die Berechnung der Wassermengen der Schichtturbinen mit Hilfe des kleineren Wertes, also unter Nichtbeachtung der stetigen Änderung von $w_2 \sin\gamma$ vernachlässigt den Inhalt der schraffierten Fläche, diejenige mit dem arithmetischen Mittel aus den an den Teilschichten vorhandenen Geschwindigkeiten $w_2 \sin\gamma$ den Flächeninhalt zwischen der $w_2 \sin\gamma$-Kurve und der je zwei Teilpunkte verbindenden Sehne.

Um für alle Fälle gesichert zu sein und eventuell Ausführungsfehler auszugleichen, empfiehlt sich ein Zuschlag von $5 \div 8$ % auf die zu verarbeitende Wassermenge, also Vernachlässigung der schraffierten Flächen, sofern deren Inhalt innerhalb $0{,}05 \div 0{,}08$ des durch die $w_2 \sin\gamma$-Kurve bestimmten Gesamtinhaltes liegt [1]).

[1]) Mit der zweiten bezw. des Austrittdiagramms gemachten Voraussetzung $u_2 = w_2$ folgt, wenn die Austrittebene senkrecht zur Austrittfläche steht (vergl. S. 863),

$$Q = z \Sigma a_2 \Delta b_2 w_2 = z \Sigma a_2 \Delta b_2 u_2 = \frac{z u_1}{D_1} \Sigma a_2 \Delta b_2 D_2 = \frac{2 z u_1}{D_1} \Sigma a_2 \Delta b_2 \frac{D_2}{2}.$$

Sofern noch a_2 konstant ist, folgt

$$Q = \frac{2 z u_1}{D_1} a_2 S,$$

worin S das statische Moment der Erzeugenden hinsichtlich der Drehachse bezeichnet.

Somit folgt

$$Q = \frac{z a_2 u_1}{D_1} b_2 D_2 = z a_2 b_2 u_2.$$

Die Rechnung ist aber nur unter den beiden gleichzeitigen Voraussetzungen $u_2 = w_2$ und $a_2 =$ konst. zutreffend. Über die Zulässigkeit letzterer vergl. S. 892.

Das Schaufelende ist behufs Vermeidung von Kontraktion des austretenden Wasserstrahles (Fig. 757 punktiert gezeichnet) zu krümmen. Mit Rücksicht auf die in Ermittelung dieser Kurven liegende Umständlichkeit [1]), sowie darauf, daß die Kurve nur bei der zugrunde gelegten

[1]) Eingehende theoretische Untersuchungen, in denen von den Bewegungswiderständen abgesehen wird, hat Prásil angestellt und darüber berichtet; vergl. „Über Flüssigkeitsbewegungen in Rotationshohlräumen", Schweizerische Bauzeitung 1903, XLI u. ff. oder Sonderabdruck, Zürich, Ed. Rascher. Unter der Voraussetzung, daß die Bewegung des Wassers in Ebenen senkrecht zur Achse erfolgt, ist der Gang der Rechnung folgender: Die Gleichung des Schaufelendes

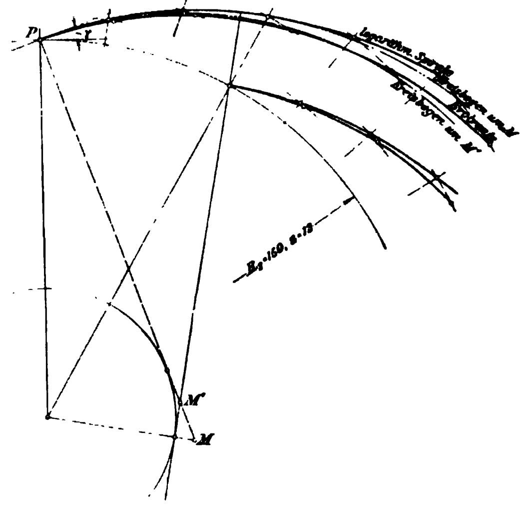


Fig. 758.

in Polarkoordinaten ist $r = f(\varphi)$ und der Neigungswinkel der Schaufel gegen den Umfang bestimmt durch $\operatorname{tg}\gamma = \frac{dr}{r\,d\varphi}$; wird nun c_2 radial gerichtet vorausgesetzt, so ist auch $\operatorname{tg}\gamma = \frac{c_2}{u_2}$. Die Kontinuitätsbedingung liefert die Gleichung $c_2 r =$ Konstante, somit folgt die Differentialgleichung des Schaufelendes

$$\frac{dr}{r\,d\varphi} = \frac{k}{r^2\omega} \text{ oder } \omega r\,dr = k\,d\varphi$$

und die Kurvengleichung

$$\frac{\omega}{2}(r^2 - r_2^2) = k(\varphi - \varphi_2), \text{ worin } k = c_2 r_2,$$

oder

$$r^2 = r_2^2 [1 + 2(\varphi - \varphi_2) \operatorname{tg}\gamma].$$

Hierin sind γ, φ_2 und r_2 zusammengehörige, dem Austrittpunkte entsprechende Werte. Der Schaufelwinkel nimmt mit abnehmendem r zu. Für $c_2 =$ Konstante würde folgen $\frac{dr}{r\,d\varphi} = \frac{c_2}{r\omega}$, also $\omega\,dr = c_2\,d\varphi$ und $\omega(r - r_2) = c_2(\varphi - \varphi_2)$

Beaufschlagung den gemachten Voraussetzungen entspricht, während diese aber nicht unveränderlich ist, und daß schließlich die Druck- und Bewegungsverhältnisse innerhalb des Laufradkanales nicht sicher bekannt sind, begnügt man sich mit der Näherungskonstruktion der Kreisevolvente, die in zweiter Annäherung durch einen Kreisbogen ersetzt wird.

Der Grundkreis dieser Evolvente ist zufolge der Geschwindigkeitsrichtung von w_2 bestimmt durch

$$2 R_g = 2 R_2 \sin \gamma \text{ }^{1)}.$$

---

oder $\frac{r}{r_2} = 1 + \frac{c_2}{r_2 \omega} (\varphi - \varphi_2) = 1 + \operatorname{tg} \gamma (\varphi - \varphi_2)$; Gleichung der archimedischen Spirale. Hierfür wäre also $\operatorname{tg} \gamma = \frac{c_2}{r \omega}$, d. h. γ wachsend mit abnehmendem r.

Für $\operatorname{tg} \gamma =$ Konstante würde sein $\frac{d r}{r} = \operatorname{tg} \gamma \, d \varphi$, also $ln \frac{r}{r_2} = (\varphi - \varphi_2) \operatorname{tg} \gamma$ oder $\frac{r}{r_2} = (\varphi - \varphi_2) \operatorname{tg} \gamma$; Gleichung der logarithmischen Spirale.

Über die verschiedenen Kurven für die gleichen Verhältnisse ($R_2 = 150$, $z = 12$ und $\gamma = 20^0$ am Ende der Schaufel) siehe Fig. 758, besonders hinsichtlich der Änderung des Winkels mit zunehmendem Radius und der sich ergebenden Lichtweiten für die verschiedenen Kurven.

Die archimedische Spirale verläuft innerhalb des in Betracht kommenden Bogens zwischen der Evolvente und dem Kreisbogen um M'.

Insbesondere sei hervorgehoben, daß Winkel und Geschwindigkeiten verschieden ausfallen, je nachdem für die Austrittfläche die Halbierende der Lichtweiten oder die innere Schaufelkante als Erzeugende zugrunde gelegt wird.

Bez. der Berechnung der logarithmischen Spirale für die Fig. 758 zugrunde liegenden Verhältnisse sei folgendes bemerkt. Es ist

$$\log ln \frac{r}{r_2} = \log \operatorname{tg} \gamma + \log (\varphi - \varphi_2),$$

also für

$$\varphi - \varphi_2 = 10^0 \text{ und } \gamma = 20^0,$$

$$\log ln \frac{r}{r_2} = \log \pi + \log \operatorname{tg} 20^0 - \log 18 = 0{,}8029433 - 2,$$

$$ln \frac{r}{r_2} = 0{,}063525,$$

$$ln\, 500 \frac{r}{r_2} = 0{,}063525 + 6{,}2146 = 6{,}27813,$$

also

$$500 \frac{r}{r_2} = 532{,}5$$

und damit

$$r = 150 \frac{532{,}5}{500} = 159{,}75.$$

[1]) Die übliche Begründung der Annäherung durch Evolvente, daß diese auf der kurzen in Betracht kommenden Strecke jeden zum Grundkreis konzentrischen Kreis annähernd unter gleichem Winkel schneidet, ist nach dem S. 869 Gesagten und zufolge Fig. 758 nicht zutreffend.

Für den Evolventengrundkreis wird vielfach die Angabe gemacht $2 R_g = \frac{z (a_2 + s_2)}{\pi}$ bezw. $2 R_g = \frac{z_0 (a_0 + s_0)}{\pi}$, und die lichte Weite bestimmt aus der für Achsialturbinen gültigen Beziehung

$$a_2 + s_2 = \frac{\pi D_2}{z} \sin \gamma;$$

wegen der Veränderlichkeit von γ mit r ist der hieraus berechnete Wert von $a_2 + s_2$ und damit R_g nur angenähert richtig. Vergl. Fußbemerkung S. 869.

Man denkt sich diese Evolventen auf Kegelflächen liegend, welche die einzelnen Wasserfäden, also auch die Schichtlinien in den einzelnen Punkten des Austrittbogens berühren, und verzeichnet sie in der Abwickelung dieser Kegelmäntel.

Es ist in Fig. 759a: $CB' = \widehat{CB}$; die Abwickelung Fig. 759b des Berührungskegels mit den Mantellinien M_cC bezw. M_cB' sind Kreise

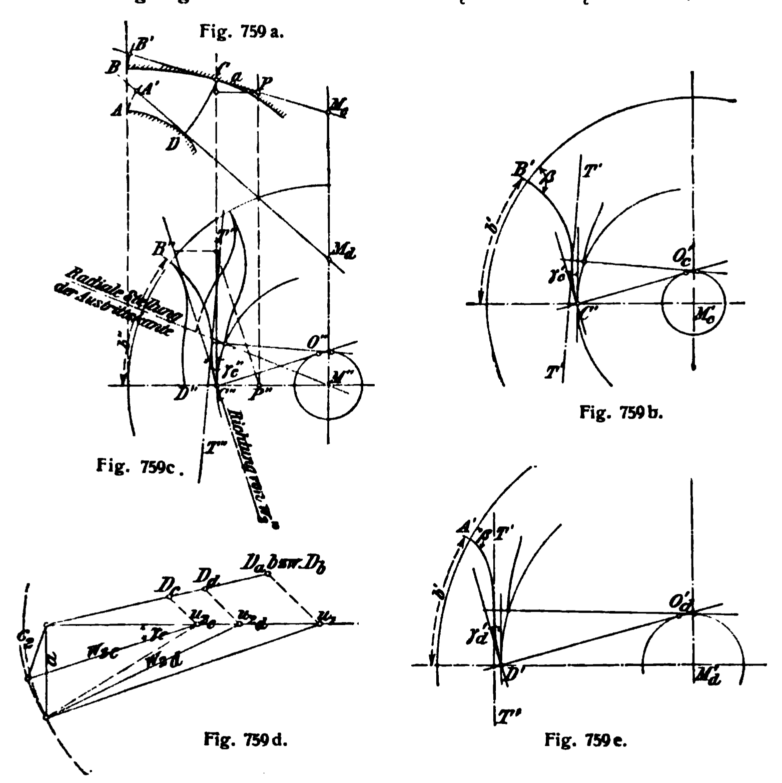


Fig. 759a. Fig. 759b. Fig. 759c. Fig. 759d. Fig. 759e.

um M_c'. In dieser trägt man Teilung, allgemein bestimmt durch D und z, Schaufelstärke und Austrittwinkel $\gamma = \gamma_c'$ an; durch Konstruktion des rechtwinkligen Dreiecks $C'\, M_c'\, O_c'$ mit $\sphericalangle\, O_c'\, C'\, M_c' = \gamma_c'$ folgt $M_c'\, O_c'$ als Radius des Evolventengrundkreises und damit nach dem S. 869 Gesagten die angenäherte Evolvente.

Die Schaufelkurve muß sowohl das Schaufelende, d. i. Tangente $T'\, T'$ an dasselbe, berühren, als den Umfang unter dem Eintrittwinkel β schneiden. Man zieht sie, diesen Bedingungen entsprechend, im übrigen nach Gefühl unter Beachtung, daß die Ablenkung der Schichtlinie allmählich erfolgt und ihre Länge nicht unnötig groß ausfällt.

Im Grundriß Fig. 759c muß die Schaufelkurve die Horizontalprojektion des Austrittdiagrammes berühren; man stellt letztere her, indem man das Diagramm Fig. 759d[1]) in C so angehalten denkt, daß u_2 den Umfang berührt, bestimmt Punkt P derart, daß $CP = a$ ist und projiziert P in den Grundriß auf den horizontal angenommenen Radius.

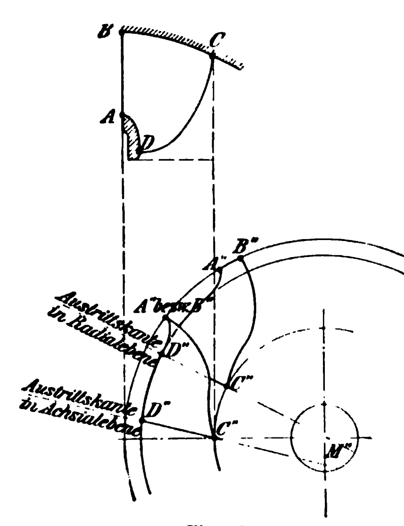


Fig. 760.

Die Projektion des Schaufelendes berührt die Richtung von w_2''; die Abtragung von t_2 und Konstruktion der Normalen zur Richtung von w_2'' liefert den Mittelpunkt, um welchen dasselbe als Kreisbogen zu krümmen ist. Streng genommen ist die Kurve der Abwickelung in den Grundriß zu projizieren.

Der Bogen b'' im Grundriß wird gleich oder kleiner demjenigen b' der Abwickelung gemacht.

In dieser Weise verfährt man für alle Punkte, also auch für D (Fig. 759e). Bezüglich desselben ist eine Festsetzung zu treffen über die Lage der Austrittkante, ob in einer Radialebene oder in einer Ebene parallel zur Achse. Ersteres ist wegen des Einsetzens der Schaufeln für die Gießerei vorteilhaft; die Eintrittkante steht hierbei schräg, projiziert sich also im Grundriß als Bogen, da es schwierig ist, Eintritt und Austritt den S. 863 genannten Bedingungen entsprechend geschickt zu verbinden, namentlich im Falle $\widehat{AD} < \widehat{BC}$ (Fig. 745), da andernfalls die Schaufel unnötig lang ausfällt. Wird auf die vertikale Eintrittkante Wert gelegt, so kommt aus diesen Gründen die Austrittkante in eine Ebene parallel zur Achse zu liegen, die untere Schaufelbegrenzung $\widehat{AD}$ bezw. $\widehat{A'D'}$ fällt, wie im vorigen Falle, kürzer aus als bei gleichzeitiger Erfüllung beider Bedingungen. Fig. 759 entsprechen letzteren, d. h. die Eintrittkante ist vertikal gerichtet; die Austrittkante liegt in einer Radialebene, wogegen Fig. 760 die beiden anderen Fälle hinsichtlich der Lage der Ein- und Austrittkante andeutet.

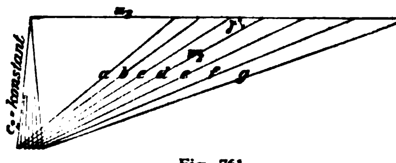


Fig. 761.

[1]) In dem Diagramm Fig. 759d ist w_{2c} die relative Austrittgeschwindigkeit nach Größe und Richtung im Punkte C, während diejenige im Punkte D nur der Größe nach durch w_{2d} dargestellt wird; bezüglich der Richtung ist nach Früherem noch nähere Festsetzung zu treffen.

Zur Darstellung der Schaufelfläche überträgt man mittels der Abwickelungen die Schichtlinien in den Grundriß (Fig. 762 und 763, Kurven $a - a$ bis $g - g$). Für dieses Beispiel ist als Erzeugende $\widehat{CD}$ der Austrittfläche die Halbierende der Lichtweiten angenommen. Die untere Schaufelbegrenzung $\widehat{AD}$ denkt man sich abgewickelt derart, daß $\widehat{DA} = \overline{DA'}$ und auf dem so entstehenden Cylinder die Schaufelkurve unter den Winkeln β und γ verzeichnet. Die Berührungskegel samt ihren Abwickelungen und den Evolventen für die Schaufelenden

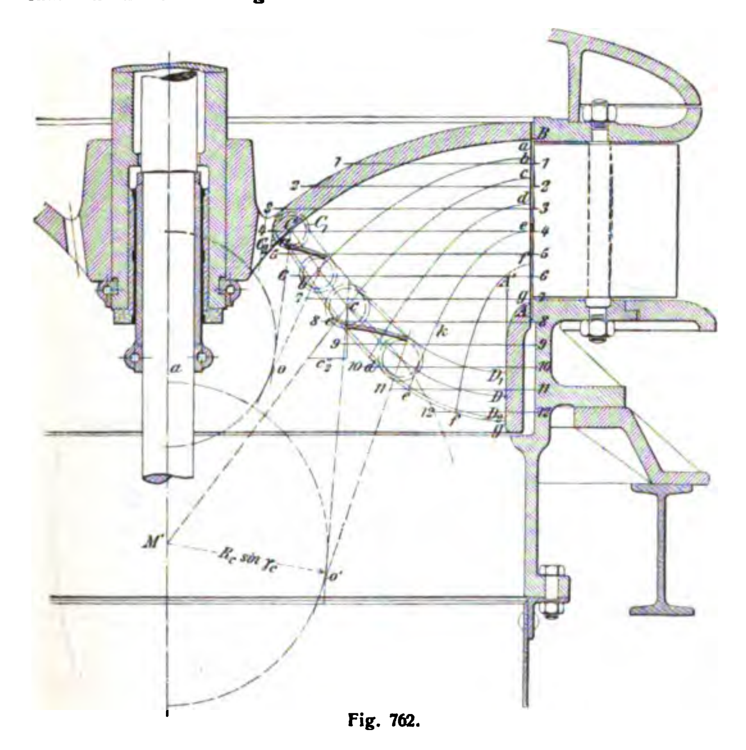


Fig. 762.

sind im Aufriß dargestellt. Das zugrunde gelegte Austrittdiagramm (Fig. 761) zeigt für den mittleren Wasserfaden senkrechten Abfluß, für die übrigen Fäden weicht die Richtung der konstanten Austrittgeschwindigkeit c_2 von der Normalen zu u_2 ab; diese Abweichungen beeinträchtigen die Wasserabführung kaum, bieten dagegen den Vorteil geringerer Unterschiede des Winkels γ. (Vergl. das S. 867 Gesagte.) Zur Verzeichnung der Schaufelenden im Grundriß wird (wie vorher) die Horizontalprojektion γ'' bezw. w_2'' des Winkels γ resp. der Geschwindigkeit w_2 hergestellt; die Normale zu w_2'' durch S'' liefert den

Grundkreis für die im Grundriß durch Kreisbögen ersetzten Evolventen. S'' wird durch Bogen um M'' auf die Austrittkante $C''D''$ zurückgeführt, Punkt c'' und die Evolvente verzeichnet. Diese ist mit der Projektion der Eintrittkante, hier ein Punkt, durch eine stetige Kurve zu verbinden.

Zur Darstellung des Schaufelbleches bezw. Herstellung des Klotzes, nach welchem dasselbe zu biegen ist, schneidet man die Schaufelfläche samt Schichtlinien durch Horizontalebenen, 1 — 1 bis 12 — 12, und bestimmt deren Schnittpunkte mit den Schichtlinien $a — a$ bis $g — g$; der Grundriß k'_0 des Punktes k im Aufriß ist auf $e — e$ zurückzuklappen.

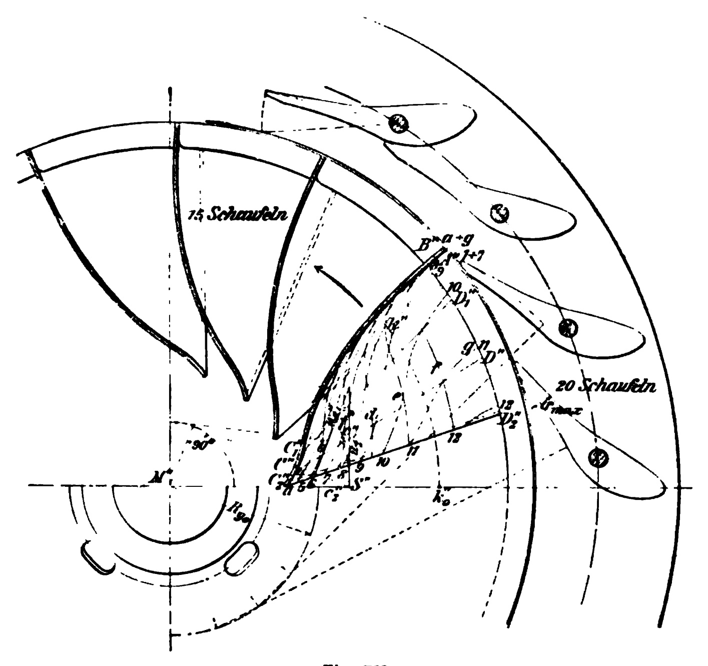


Fig. 763.

Je nach dem mehr oder minder regelmäßigen Verlauf dieser Schichtlinien (Höhenkurven) können die Schichtlinien im Aufriß beibehalten werden oder sind sie zu ändern. Durch Anfertigung von Brettchen in einer Stärke gleich dem Abstand der horizontalen Schnittebenen [1]) und einer Begrenzung entsprechend den Schnittlinien, welche übereinander geleimt und deren vorstehende Kanten gebrochen werden,

[1]) Mit Rücksicht auf die Herstellung wird man bei Annahme der Horizontalebenen von der Stärke der für die Modellanfertigung zu verwendenden Brettchen ausgehen.

erhält man den Schaufelklotz oder die konkave Begrenzungsfläche der Schaufel.

Dieses Modell wird, als Oberteil einer Presse, kräftig ausgeführt; das Unterteil wird erhalten durch Aufheften schmaler Leisten in Stärke des Schaufelbleches, Einschalen des Unterteiles und Aufgießen von angemachten Gips in genügender Höhe. Beide Teile erhalten noch Lappen

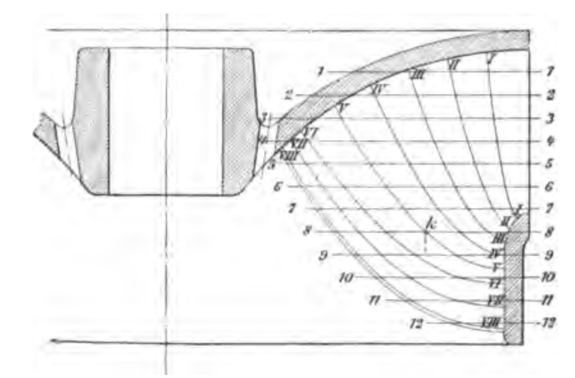


Fig. 764.

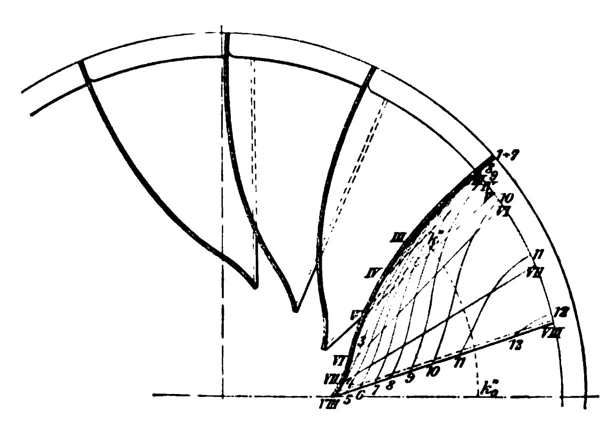


Fig. 765.

für Angeln und Schrauben zum Zusammenpressen. Alsdann werden beide Teile abgegossen für die Schaufelpresse.

In einfacherer Weise und für die Ausführungsformen (Fig. 744 und 745) genügend genau gelangt man zum Schaufelklotz, indem man nach Aufzeichnen der oberen und unteren Begrenzung $B''C''$ bezw. $A''D''$ Schnittebene parallel zur Achse oder durch diese legt, also auf

die Schichtlinien im Aufriß verzichtet. Im letzteren erscheinen die Schnittlinien dieser Ebenen mit der Schaufelfläche als Kurven ähnlich dem Austrittbogen, im Grundriß als Gerade, *I—I*, *VIII—VIII* (Fig. 764). Man zeichnet sie im Aufriß nach Gutdünken, bestimmt ihren Grundriß durch ihre Endpunkte auf den Schaufelbegrenzungen. Sodann legt man wieder Schnittebenen senkrecht zur Achse; ihre Durchdringung mit den Schaufelkurven ist aus dem Aufriß ersichtlich. Die Bestimmung des Grundrisses liefert die Schnittkurven der Schaufelfläche mit jenen

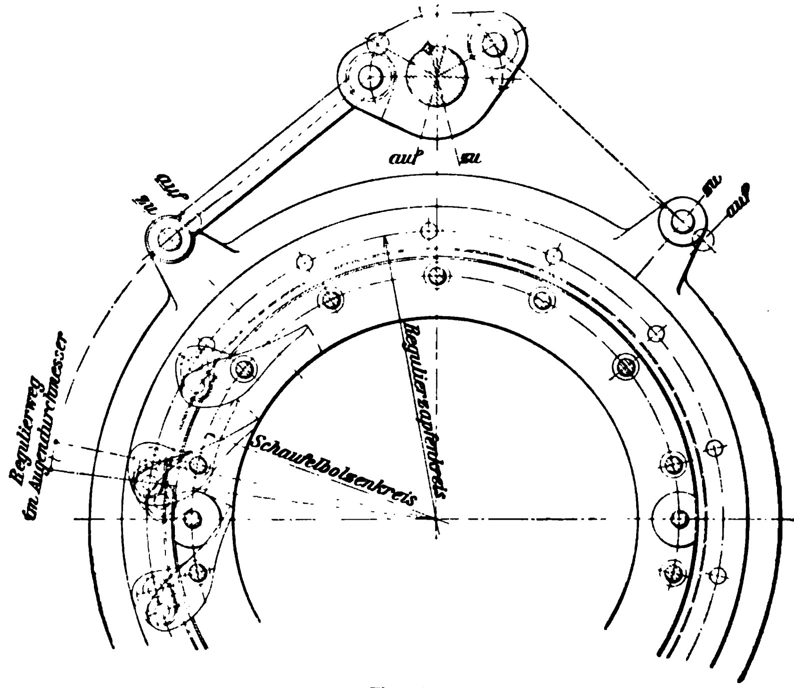


Fig. 766.

horizontalen Schnittebenen, welche einen regelmäßigen, stetigen Verlauf zeigen müssen, andernfalls die Kurven *I—I* u. s. w. im Aufriß zu ändern sind.

Die Aufzeichnung des Schaufelklotzes hat im Schwindmaß, zwischen 2 und 7‰, je nach Material, zu erfolgen.

Die Regulierung der Francis-Turbinen erfolgt meist durch drehbare Leitschaufeln (von Prof. Fink angegeben). Mit diesen wird die lichte Weite a_0 und der Winkel α geändert; im Zusammenhange damit ändert sich die Größe des Schaufelspaltes und des Überdruckes in demselben.

Der Antrieb dieser Leitschaufeln erfolgt vom Regulierring aus mittels Schubstängchen, die um Regulierzapfen im Ring bei Drehung desselben schwingen[1]) (Fig. 766), oder durch Gleitsteine, die um Zapfen drehbar, in Schlitzen sich verschieben. Mit Zapfen bezw. Schlitz kann sowohl die Schaufel als der Regulierring ausgestattet sein (Fig. 767 und 768). Bei Gleitsteinregulierung ist die gleitende Reibung zwischen Stein und Schlitz zufolge der unreinen Oberflächen erheblich und daher die Abnützung bedeutender als bei Schubstangenregulierung, bei denen die aufeinander reibenden Flächen von Zapfen und Schale sich dauernd umschließen. Die Richtung der Gleitbahnachse liegt meistens innerhalb des Winkels, der bei geöffnetem Leitapparat gebildet wird von dem durch das Regulierzapfenmittel gehenden Radius und der Verbindungslinie von Regulierzapfenmittel nach Schaufelbolzenmittel. Der Antrieb des Regulierringes erfolgt durch zwei gegenüberliegende Kurbeln ent-

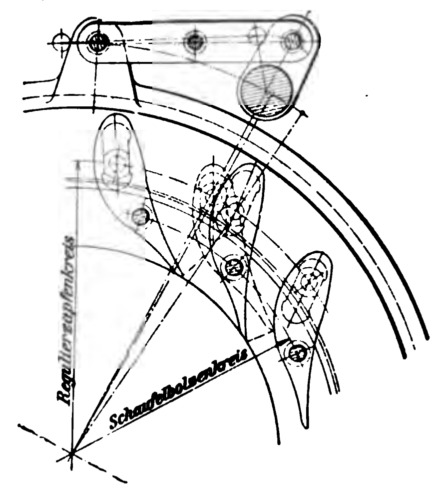


Fig. 767.

weder direkt (Fig. 768) oder durch Vermittelung von Druckstangen (Fig. 766, 767). Wegen der Schwierigkeit in Herstellung und Montage des Antriebes derart, daß gleichen Kurbelausschlägen gleiche Regulierringwege entsprechen, erfolgt der Antrieb der Regulierspindeln von einer gemeinsamen Spindel aus (Fig. 769, Tafel VII, Fig. 1); der Regulierring braucht nur die zu seiner Beweglichkeit unerläßliche Luft zu haben. Bei Anordnung nur einer Regulierspindel mit zwei Stangen (Fig. 766, Tafel VII, Fig. 2), deren eine gezogen, die andere gedrückt wird, muß der Ring reichlich Luft erhalten, wenn nicht bei angenommener Lage des Spindelmittels Länge und Schränkungswinkel der beiden Kurbelradien so bestimmt

[1]) Maschinenfabrik J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz läßt die Schubstängchen in entsprechend geformte Nester der Leitschaufel ein, D.R.P. Nr. 99590, Fig. 766, und schützt sie dadurch vor Verunreinigungen.

wird, daß die Verschiebung des Ringmittels so klein als möglich ausfällt[1]). Andernfalls erhält der Ring reichlich Luft und zu seiner Führung eingelegte, konzentrisch zum Ringmittel abgedrehte Metallbacken in

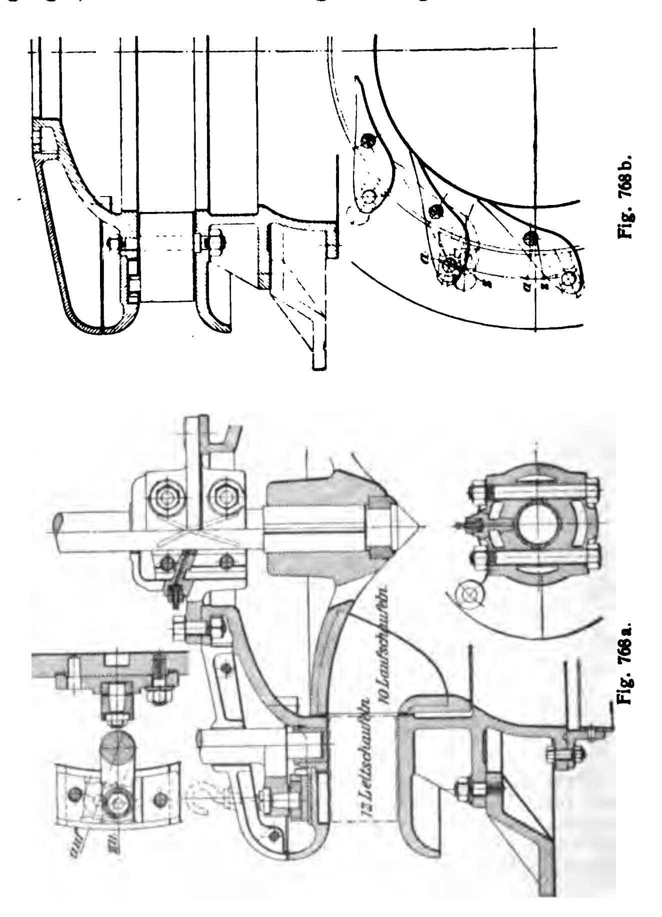


Fig. 768 b.

Fig. 768 a.

einem Durchmesser senkrecht zu dem durch die Regulierspindel gehenden.

[1]) Diese Verschiebung hängt mit der Änderung des Winkels zwischen Kurbel- und Gelenkstange zusammen, zufolge deren der eine Winkel größer, der andere kleiner wird. Vergl. hierüber W. Bauersfeld, „Reguliergetriebe für Francis-Turbinen mit Finkschen Drehschaufeln“, Dinglers polytechnisches Journal 1903.

Der Antrieb des Regulierringes von unten (Fig. 766 und 767) statt von oben (Fig. 768) verdient mit Rücksicht auf die bequeme Zugänglichkeit den Vorzug.

Für die Formgebung der Leitschaufel ist stetige Querschnittsabnahme bei möglichster Kürze des Kanals zu beachten. Die in Betracht kommende Schaufelstärke s_0 wird nach Fig. 763 festgestellt, wenn nicht die Schaufelbegrenzungen konvergieren nach dem durch die Eintrittkanten der Laufradschaufeln gehenden Kreis, in welchem Falle der Einfluß der Leitschaufeldicke verschwindet. Zu beachten ist ferner der Ausschlag der Schaufel von „auf bis zu", der nach Entwurf der Schaufel entweder durch Probieren festgestellt wird oder nach dem

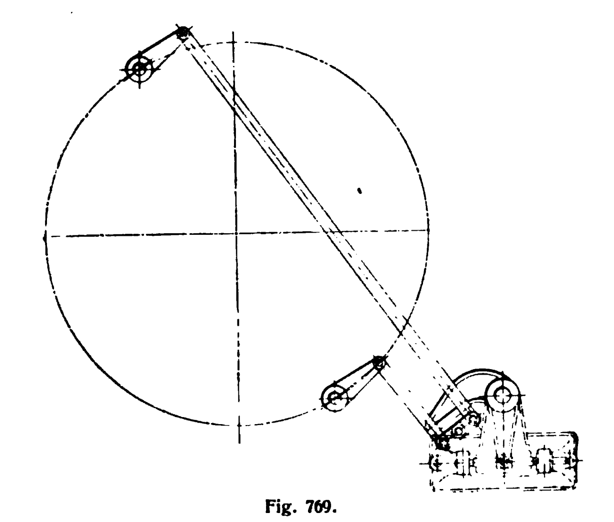
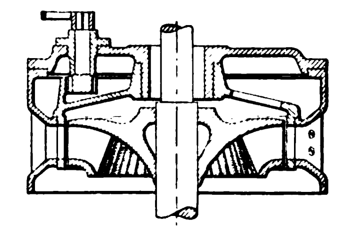


Fig. 769.

von E. Braun angegebenen, auf einem einfachen kinematischen Zusammenhange fußenden Verfahren [1]).

Die Lage des Schubstängchens bei Schlußstellung soll von der radialen Richtung noch angemessen entfernt sein, andernfalls bei sich einstellendem toten Gang leicht ein Überschlagen über die radiale Stellung eintreten kann. Je größer die Annäherung an die radiale Stellung, um so geringer fällt die Schaufeldrehung bei sonst gleichen Wegen des Regulierringes aus; im Interesse rascher Regulierung bei kleinen Beaufschlagungen liegt aber schnelle Schlußbewegung, daher auch die Regulierkurbeln bei geöffnetem Leitapparat radial und bei Schluß desselben annähernd senkrecht zu den Gelenkstücken stehen.

[1]) Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 1905, S. 220, „Über Finksche Drehschaufeln".



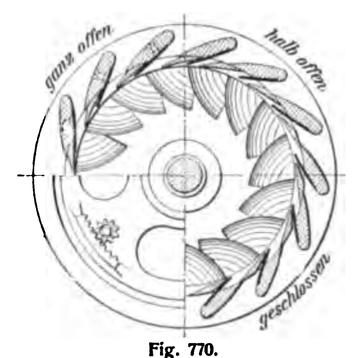


Fig. 770.

Geringer Bewegungswiderstand des Wassers zwingt zu kleinen Schubstängchen bezw. Nestern.

Die Zodelsche Regulierung (Fig. 770 und Fig. 776) besteht aus Teilung der Leitschaufeln in einen festen Kranz und einen um die Achse drehbaren Schieber (Ringschieber); der Schaufelwinkel α bleibt nahezu konstant.

Die Ringschütze am Leitradeinlauf (Außenschütze) Fig. 771 wirkt auf Änderung des Gefälles und der Wassermenge.

Dasselbe gilt von der Ringschütze im Spalt (Fig. 772). Vergl. Z. d. V. d. I. 1904, S. 626.

Zur Verminderung der Schieberhöhe und des Regulierweges greift man zu mehretagigen Turbinen. Der Außenschieber wird geteilt und der Leitapparat entsprechend ausgebildet. Statt die Einlaufhöhe zu ändern, kann man auf die Weite einwirken durch

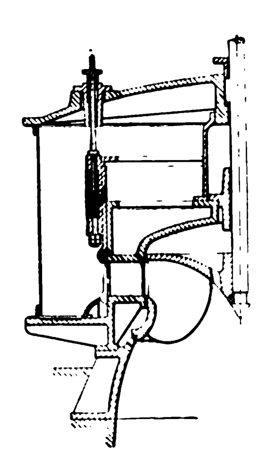


Fig. 771.

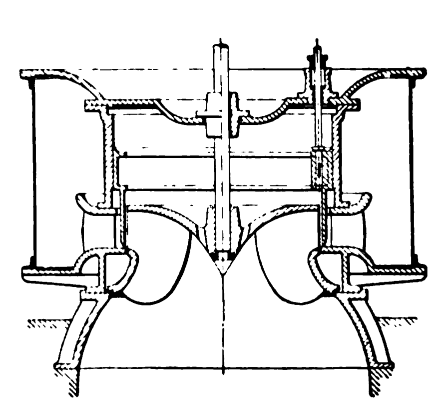


Fig. 772.

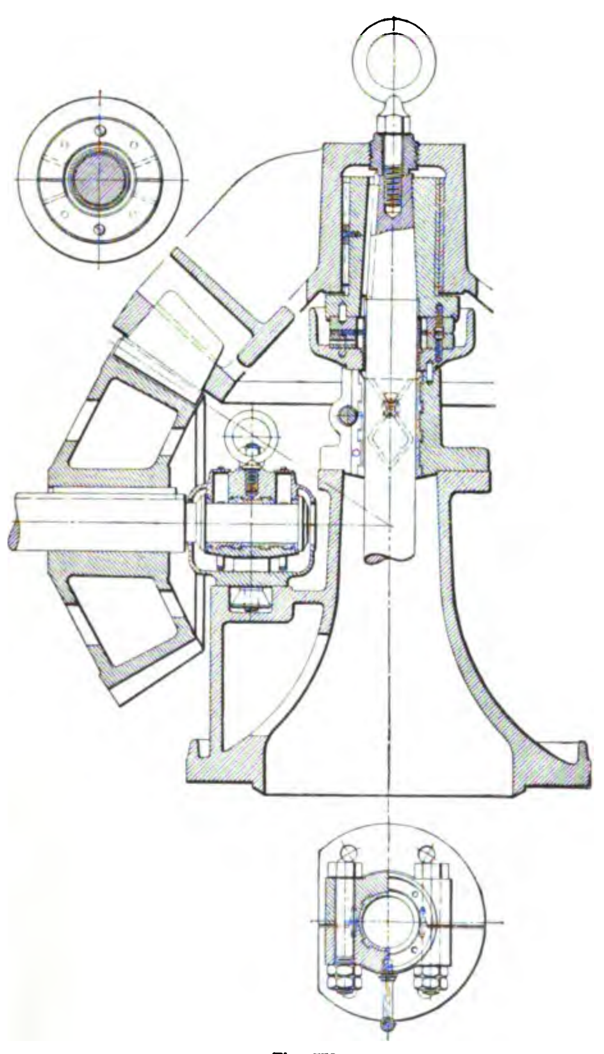


Fig. 773.

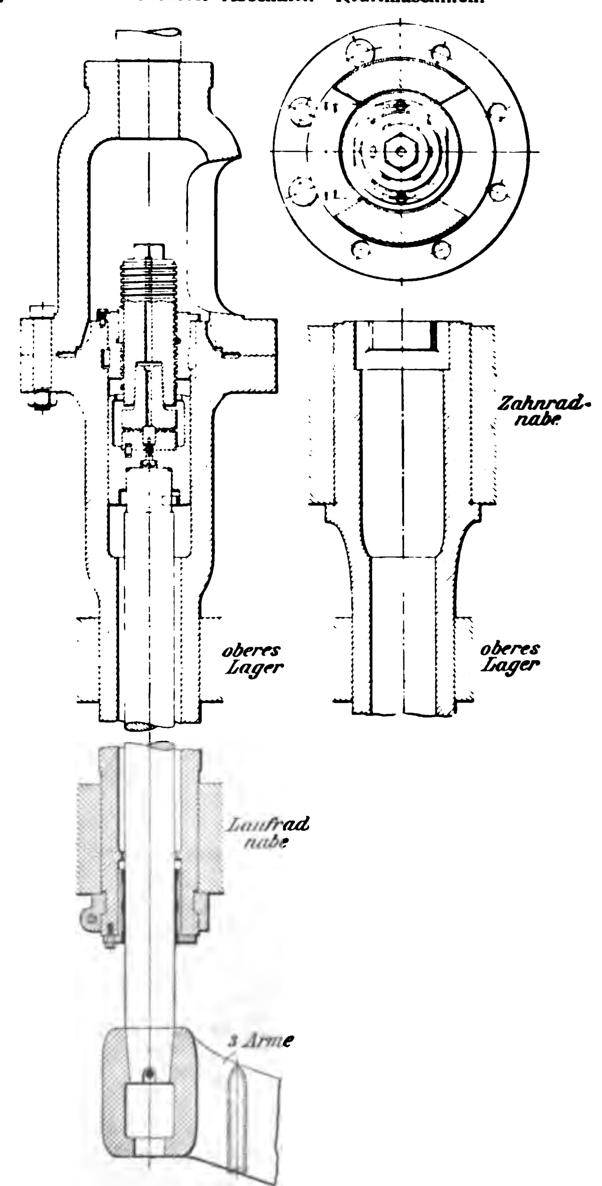


Fig. 774.

Gitterschieber, welche sich konzentrisch zum Leitapparat drehen[1]).

Als Überdruckturbine kann die Francis-Turbine über dem Unterwasser ohne Beeinträchtigung des Gefälles aufgestellt werden; der Gefällgewinn durch sinkenden Unterwasserstand wird sogar nutzbar gemacht (vergl S. 820 und 840). Man ordnet Mitte Leitapparat etwa in halber Gefällhöhe an unter Beachtung, daß vom Oberwasserspiegel bis Oberkante Leitapparat mindestens 800 mm Wassertiefe verbleibt, andernfalls die Gefahr des Lufteinziehens und damit einer Gefällverminderung besteht. Die größte Saughöhe sollte 7 m nicht überschreiten wegen der Schwierigkeit vollständiger Entlüftung des Saugrohres und der Gefahr des Abreißens der Saugwassersäule. Abweichungen in der Höhenlage der Turbine mit Rücksicht auf die örtlichen Verhältnisse sind innerhalb nicht zu weiter Grenzen statthaft. Hierzu ver-

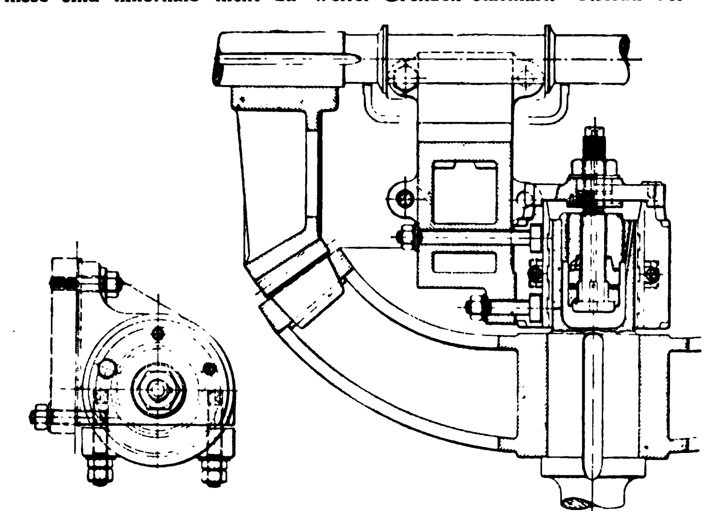


Fig. 775.

anlaßt unter Umständen die Trockenlegung der Turbinenkammer (hochwasserfreie Anordnung). Für kleine oder mittlere Gefälle mit stark schwankendem Unterwasserspiegel kommt fast ausnahmslos die Ausführung mit stehender Welle in Frage. Letztere ist hohl (Gußeisen oder Stahlguß) und stützt sich durch Vermittelung des Oberwasser-

[1]) Ausführungen der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie. in Zürich für

Kraftanlagen in Rheinfelden, vergl. F. Prásil, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1899, S. 1217 u. f.;

Kraftwerk der Stadt Lyon, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1193 u. f.;

Wasserkraftanlage Chèvres bei Genf, vergl. J. Fr. Hey, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1896, S. 1229 u. f.

zapfens und der Tragstange gegen das Tragkreuz im Saugrohrkessel oder gegen eine Sohlplatte auf der Sohle des Auslaufes (Fig. 774).

Außer zur Stützung dient die Tragstange zur Führung der Hohlwelle, da durch die Kraftabgabe, wenn sie nicht durch direkte Kupplung mit der Arbeitsmaschine erfolgt, stets ein Druck auf die Welle abgesetzt wird. Zur Verminderung dieses Druckes im unteren (Führungs-)Lager trifft man die aus Fig. 773 ersichtliche Anordnung, nach welcher der auf die Welle abgesetzte Zahndruck oder Riemenzug möglichst in der Mittelebene des oberen (Hals-)Lagers wirkt. Die Führung erfolgt in der Weise, daß eine zweiteilige Metallbüchse entweder direkt an der Stange oder zum Schutze dieser an einer sie umschließenden, zweiteiligen Büchse läuft (Fig. 774 bezw. 762).

Die Ausführung mit Hohlwelle erfolgt bei Abtrieb durch Räder mit Obergriff; der im Wellenkopf untergebrachte Spurzapfen ist ein voller (Fig. 774)[1]. In Ausführung mit massiver (Stahl-)Welle können die Räder von oben oder von unten kämmen (Fig. 773 bezw. 775); die Welle wird durch Ringspurzapfen aufgehängt, dessen Dimensionen im ersten Falle bedeutender ausfallen als im anderen.

Bei Räderobergriff bewirkt der Zahndruck eine Entlastung der Turbinenwelle und eine zusätzliche Belastung der Vorgelegewelle; gemeinschaftlicher Antrieb dieser seitens mehrerer Turbinen ist ausgeschlossen; die Welle samt Rad wird zwecks Nachsehens der Turbine entsprechend gehoben. Bei Untergriff ist das Umgekehrte der Fall, insbesondere wird zwecks Nachsehens der Turbine der Leitapparat gehoben. Letzteres ist bei erweiterten Laufrädern nach Fig. 746 immer erforderlich. Die Ausschaltung einzelner, auf die nämliche Vorgelegewelle durch Untergriff treibender Turbinen erfolgt durch Niederlassen der betreffenden Welle, bis die Radzähne außer Eingriff gelangen.

Bei Neukonstruktion ist zunächst der Durchmesser der auf Druck bezw. Knickung beanspruchten Tragstange zu ermitteln mit Hilfe der Beziehung

$$d = \sqrt[4]{\frac{P l^2}{8}} \div \sqrt[4]{\frac{P l^2}{7}}.$$

Hierin ist l in Metern, P in kg einzuführen, und zwar genügt es für P, die Summe der Gewichte vom Laufrad, Welle und etwa auf dieser sitzende Räder in Rechnung zu stellen. Mit diesem Werte von P ist auch der Spurzapfen zu bestimmen für eine Flächenpressung von etwa $75 \div 125$ kg/cm², je nach Geschwindigkeit; der Durchmesser ist außerdem an Hand eines Wärmeableitungskoeffizienten $w = 40000 \div 60000$ zu prüfen. Durch Wärmeableitung mittels eingelegter Kühlschlangen oder direkte Kühlung der Linsen durch Wasser läßt sich w erheblich steigern.

Der innere Durchmesser der Hohlwelle ist mindestens 25 mm größer als der größte Tragstangendurchmesser; die Hohlwelle bezw. Stahlwelle wird auf Drehung gerechnet mit $k_d = 75 \div 125$ kg/cm² bezw. $250 \div 400$ kg/cm²; mit diesen Werten ist den geringen Biegungsmomenten durch den Zahndruck der Glockenräder und der Luganstrengung infolge P Rechnung getragen. Werden die Räder eben

[1]) Weitere Ausführungen über Oberwasser(Voll)zapfen siehe S. 253 u. ff.

ausgeführt oder ist die Welle durch aufgesetzte Teile durch Zug- oder Druckkräfte (Knickung) von Bedeutung beansprucht, so ist sie auf zusammengesetzte Festigkeit zu berechnen.

Liegen die Hochwasserverhältnisse günstig, so ist eine Turbine mit liegender Welle angezeigt, welche Rädervorgelege vermeidet und direkten Antrieb der Vorgelegewelle durch Riemen oder Seil, oder aber mittels Kupplung mit ihr gestattet. Bedingung ist, daß über dem Scheitel des Leitapparates genügend Wassertiefe (vergl. S. 883) verbleibt, abgesehen von der vorausgesetzten, daß die Triebwerkteile nicht ins Hochwasser zu liegen kommen.

Die Turbine mit liegender Welle wird entweder im offenene gemauerten Schacht[1]) (Taf. VII) oder in einem geschlossener Gehäuse angeordnet, und zwar greift man allgemein zu letztern,

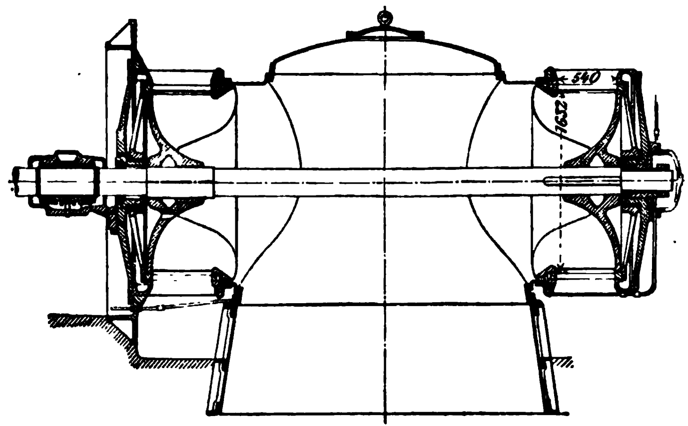


Fig. 776a.

Ausführung von etwa 12 m Gefälle an wegen der Kostspieligkeit der gemauerten Turbinenkammern bei höheren Gefällen. Das Gehäuse erhält vorteilhäft Spiralform nach Art der Centrifugalpumpen: Spiralturbine, welcher das Wasser mittels Rohrleitung zugeführt wird.

---

[1]) Zu beachten ist bei Turbinen mit liegender Welle die Zugänglichkeit zum Leitapparat, die nach Taf. VII, Fig. 1 von der Kammerseite aus durch Abnehmen des Deckels, nach Taf. VII, Fig. 2 von der Abtriebseite aus durch Abnehmen des Ringdeckels gewahrt ist; ferner die Schmierung der unter Wasser liegenden Lager. Diese erfolgt nach Taf. VII mittels Fett vom Turbinenboden aus durch ein im Tragring mittels Stopfbüchse abgedichteten Schmierrohres; dasselbe gilt vom Regulierbock nach Taf. VII, Fig. 2.

Das zum Auffangen des Achsialschubes dienende Kammlager muß abnehmbar sein, ohne daß die Turbine teilweise demontiert wird; es ist nach Taf. VII, Fig. 1 auf eine herausziehbare Zwischenplatte von solcher Höhe gesetzt, daß die Kämme außer Eingriff gelangen, nach Taf. VII, Fig. 2 ist das Kammlager als Rumpflager mit zum Wellenmittel konzentrischer, cylindrischer Grundfläche ausgebildet, so daß der Lagerkörper nach Ablassen des Öles um die Welle nach oben gedreht und abgenommen werden kann.

Durch Verteilung der Wassermenge auf zwei oder vier Laufräder von entsprechend kleinem Durchmesser erhält man Zwillings- oder Doppelzwillingsturbinen (Fig. 776a und 776b)[1]); sie sind in Anordnung mit stehender und liegender Welle möglich Erstere bedingt teure Wasserbauten und beeinträchtigt Zugänglichkeit und Bedienung mehr als letztere.

Die Turbinen mit liegender Welle im Schacht führen das Wasser entweder auf Antriebseite oder auf Kammerseite mittels Rohrkrümmers ab; man spricht vom Abtrieb auf Krümmer- oder auf Deckelseite[2]) (Taf. VII). Dasselbe gilt von den Spiralturbinen.

Bei achsialer Zuleitung des Aufschlagwassers zur Turbine im geschlossenen Gehäuse ist dieselbe als Frontalturbine bezeichnet worden. Bei mehrfachen Turbinen werden vorteilhaft je zwei Laufräder an einen Doppelkrümmer angeschlossen; dies gilt besonders bei Anordnung mit stehender Welle; bei Zwillingsturbinen mit liegender Welle sind jedoch auch zwei einfache Krümmer anzutreffen.

Das die Turbine mit dem Unterwasser verbindende Saugrohr besteht entweder aus Eisenblech (genietet) oder wird in Mauerwerk (Beton ausgeführt. Gußeisen ist nur für enge und kurze Rohre gerechtfertigt

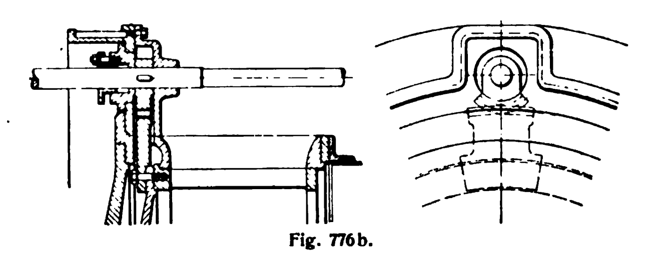


Fig. 776b.

In ihm soll die Austrittgeschwindigkeit aus dem Laufrad allmählich auf die Abflußgeschwindigkeit abnehmen, daher allmähliche Erweiterung des Rohres erforderlich ist. Man nimmt je nach Gefälle eine Abflußgeschwindigkeit von 0,5 bis 1,25 m an; sehr kurze Rohre zwingen in diesem Falle zu kleiner Geschwindigkeit c_2 sowie im Falle der Anordnung mit liegender Welle zur Erweiterung des Saugrohrkrümmers.

Mangels genauer Kenntnis der Bewegungs- und Druckverhältnisse in den Saugrohren (vergl. S. 839) erweitert man sie gemäß der Annahme einer gleichförmig verzögerten Bewegung des Wassers im mittleren Faden (Saugrohrachse). Zu diesem, dem mittleren Wasserweg, nimmt man senkrechte Querschnitte an, in deren Punkten man gleiche Geschwindigkeit voraussetzt. Hiernach müßten geradachsige Rohre

[1]) Ausführung der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie. in Zürich für „Isarwerk München". Diese Turbine soll bei 11,6 m Gefälle 150 Umdrehungen machen und 2500 PS_n leisten. Bei 1600 mm Laufraddurchmesser folgt $u_1 = 12{,}57$ m $= 0{,}83 \sqrt{2g H_n}$ oder $u_1{}' = 3{,}68$ m.

[2]) Taf. VII sowie Fig. 774 und 769 lehnen sich an die Ausführungen der Firma J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz an, die wohl als erste die Francis-Turbine mit liegender Welle eingeführt und ihr schon in den ersten Ausführungen eine Gestalt gegeben hat, die vorbildlich und einflußnehmend geworden ist auf den neueren Turbinenbau.

eine gekrümmte Erzeugende erhalten; man ersetzt sie aus praktischen Gründen durch eine Gerade (abgestumpfter Kegel). Die Querschnittserweiterung eines Betonsaugrohres ist aus Fig. 777 ersichtlich[1]); das Diagramm derselben ergibt sich graphisch mit Hilfe der Beziehungen zwischen Weg- und Geschwindigkeitskurve[2]).

Das Saugrohr soll mit seiner unteren Stirnfläche bezw. mit seinem Scheitel der Austrittöffnung 200 bis 250 mm in das niedrige Unterwasser tauchen (vergl. S. 840).

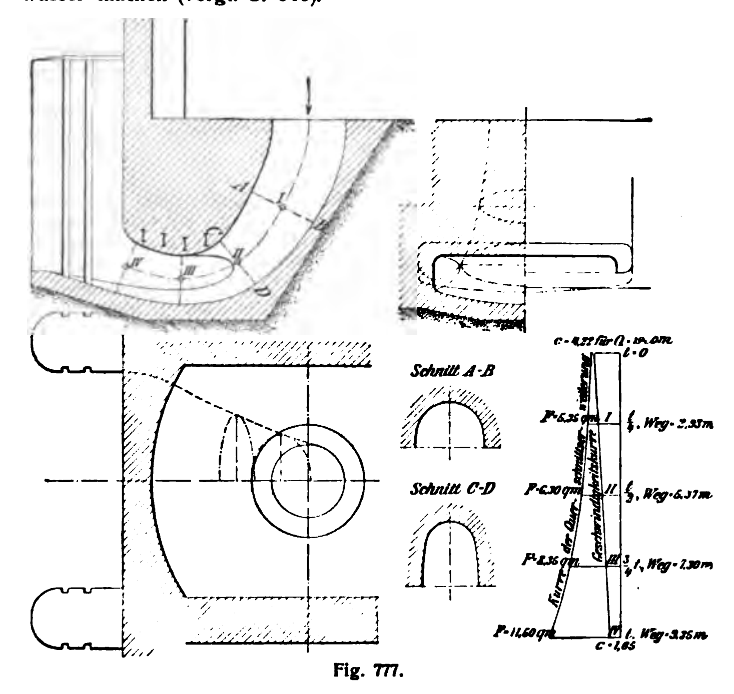


Fig. 777.

Zwischen Saugrohrunterkante und Grabensohle unter der Turbine muß genügend Austrittquerschnitt verbleiben, daher Blechsaugrohre

[1]) Ausführung für die „Kraftanlage Kykkelsrud am Glommen (Norwegen)", für welche Maschinenfabrik J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz, und A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie., Zürich, je eine 3000pferdige Turbine lieferten, erstere mit Finkschen Drehschaufeln, letztere mit Ringschütze im Spalt. Diese Turbinen, in Anordnung mit stehender Welle, verarbeiten bei 16 m Gefälle je 19 cbm Wasser, machen 150 Umdrehungen und leisten bei 75% Nutzeffekt 3040 PS_n. Bei 1800 mm Laufraddurchmesser folgt $u_1 = 14{,}14$ m $= 0{,}80 \sqrt{2\,g\,H_n}$ oder $u_1{}^1 = 3{,}54$ m. (Vergl. Z. d. V. D. I. 1903, S. 891, und 1904, S. 623 u. ff.

[2]) Die Geschwindigkeits- und Druckverhältnisse in Saugrohren hat Professor F. Prášil einer Untersuchung unterzogen. Vergl. Schweizerische Bauzeitung Bd. XLI, Nr. 19 u. ff., oder Sonderabdruck hierüber. Der Wasserdurchgang wird als widerstandslos erfolgend angesehen.

mangels gleichmäßiger Ausnutzung des gesamten Cylinderumfanges $D_s \pi H_s$ Tieflegung der Sohle bedingen. Man pflegt zu machen $H_s \backsim D_s$. Betonsaugrohre führen das Wasser in der erforderlichen Richtung ab, sie erfordern geringere Tiefe, namentlich bei größerer Breite, welche meist vorhanden zu sein pflegt. Es muß hier sein

$$H_s B_s = \frac{D_s^2 \pi}{4},$$

worin sich D_s für das entsprechende Blechsaugrohr versteht. B_s ist bei Turbinen im Schacht meist durch die Turbinenkammer gegeben.

Die Überführung der Sohle unter der Turbine in die Grabensohle erfolgt allmählich ansteigend.

Der Betonkrümmer bildet ein vorzügliches Fundament der Turbine; bezüglich seines Einflusses auf das Nutzgefälle vergl. S. 819 und 831.

Arbeitsverluste. Dieselben entsprechen den für die Achsialturbine S. 851 genannten Arbeitsverlusten.

Der Spaltverlust ist zufolge stärkerer Ablenkung und Drosselung des Spaltwassers geringer. Zur Herabminderung der Spurzapfenreibung infolge Druckunterschiedes über und unter bezw. vor und hinter der Nabenscheibe des Laufrades wird letztere mit Löchern versehen. In der Nähe der Welle gleicht sich der Druck aus (Saugspannung); die entfernter liegenden Teile der Nabenscheibe werden in Richtung des ablaufenden Wassers gedrückt durch eine der Fliehkraft des Wassers entsprechende Pressung, wogegen die Reaktion des Wassers infolge Ablenkung um 90° in entgegengesetzter Richtung drückt. Die zentrifugale Pressung kann bei hohen Umdrehungszahlen recht bedeutend und Ursache von Heißlauf des Spur- bezw. Kammzapfens sein. Beseitigung desselben bezweckt das D.R.P. Nr. 128265 (J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz).

Die Spurzapfenbelastung wird bisweilen durch besondere auf der Turbinenwelle sitzende und vom Aufschlagwasser gedrückte Entlastungskolben oder durch Zuführung des Schmiermaterials zum Spurzapfen unter Druck (15 bis 25 atm) verringert.

Die Verluste sind im allgemeinen bei gleicher Wasserkraft etwas geringer als S. 852 für die Achsialturbine angegeben.

Beispiel. Eine Wasserkraft von 525 l pro Sekunde und 5 m Nutzgefälle soll durch eine Francis-Turbine ausgenutzt werden; diese in ihren Hauptabmessungen zu bestimmen, wenn, wie früher, S. 844, die Widerstandshöhe zu 0,15 H_n und der Austrittverlust zu 4% angenommen und außerdem festgesetzt wird, daß die Turbine bei etwa 3/4 Beaufschlagung mit dem günstigsten Nutzeffekt arbeiten soll.

Dem Austrittverlust entspricht die Austrittgeschwindigkeit $(c_2^1) = 0{,}2 \,.\, 4{,}43 = 0{,}886$ m bezw. $(c_2) = 0{,}886 \sqrt{5} = 1{,}98$ m; die Geschwindigkeit im Saugrohr ergibt sich, senkrechten Abfluß vorausgesetzt und $\frac{a_2}{a_2 + s_2}$ zu 0,85 geschätzt, zu $(c_s^1) = 0{,}85 \,.\, 0{,}886 = 0{,}75$ m resp. $(c_s) = 0{,}85 \,.\, 1{,}98 = 1{,}68$ m. Damit gilt für den Eintrittquerschnitt in das Saugrohr

$$D_s^2 \frac{\pi}{4} = \frac{\frac{3}{4} \,.\, 0{,}525}{1{,}68} = 0.2344 = D_2 \pi b_2,$$

und es folgt $D_s = 547$ mm und $D_2 b_2 = 0{,}0746$ m².

Dem ermittelten Wert von D_s entspricht für Ausführungsform Fig. 745 ein Laufraddurchmesser von 600 mm.

Die Höhe des Leitrades werde zu $b_0 \sim \frac{D_1}{4} - 25 = 125$ mm gewählt; damit folgt diejenige des Laufrades zu 130 mm und die obere wie untere Begrenzung des Laufrades.

Die Erzeugende der Austrittfläche ist durch Probieren so zu bestimmen, daß $D_2\, b_2 = 0{,}0746\ \mathrm{m}^2$ wird, wobei zu beachten ist, daß zufolge Voraussetzung die Erzeugende senkrecht zu den Radbegrenzungen stehen muß. Für tiefe Schaufeln, das heißt verhältnismäßig kleines D_2 ist diese Bedingung unschwer zu erfüllen, für weniger tiefe dagegen schneidet die Austrittkante die obere Radbegrenzung und die Schichtlinien unter spitzem Winkel (ψ), daher die Austrittfläche größer werden muß als vorher. Mit den durch Probieren (Fig. 778a) für die Austrittkanten gefundenen Werten $b_2 = 202$ mm und $D_2 = 390$ mm wird $D_2\, b_2 = 0{,}39 \,.\, 0{,}202 = 0{,}07878$ entsprechend einem Mehr von $\frac{0{,}07878 - 0{,}0749}{0{,}0746}\, 100 = 5^1/_2\,\%$. Es möge mit diesen, vorbehältlich späterer Kontrolle, weiter gerechnet werden.

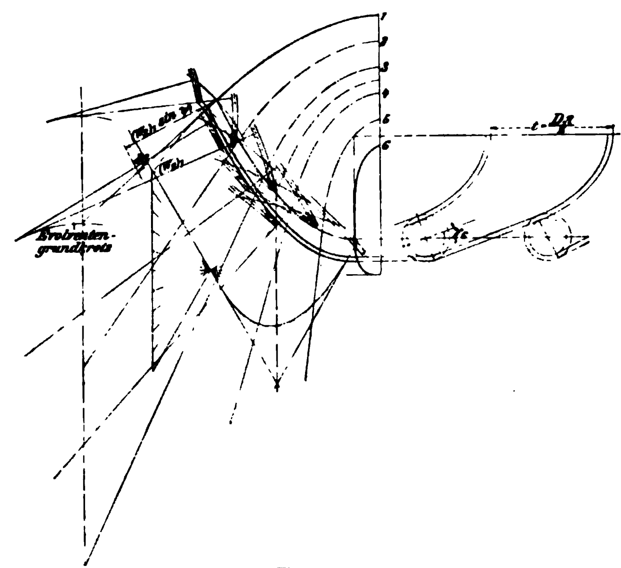


Fig. 778 a.

Die Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt werde für $\beta = 90^0$ zu 65% der Gefällgeschwindigkeit oder diejenige pro 1 m Gefälle zu 2,88 m gewählt. Damit folgt

$$u_1^1 = 2{,}88 \text{ m}, \qquad u_1 = 2{,}88\,\sqrt{5} = 6{,}44 \text{ m},$$

$$n^1 = \frac{60 \,.\, 2{,}88}{0{,}6\,\pi} = 91{,}7, \qquad n = 91{,}7\,\sqrt{5} = \frac{60 \,.\, 6{,}44}{0{,}6\,\pi} = 205,$$

$$u_2^1 = \frac{0{,}39\,\pi \,.\, 91{,}7}{60} = 1{,}87 \text{ m}, \quad u_2 = \frac{0{,}39\,\pi \,.\, 205}{60} = 1{,}84\,\sqrt{5} = 4{,}19.$$

Zufolge der getroffenen Bestimmung muß bei $^3/_4$ Beaufschlagung der Eintritt in das Laufrad stoßfrei erfolgen, für welche der Austrittverlust 4% beträgt. Es folgt also

$$(c_2^1 \cos \delta) = \frac{(c_2^1 \cos \alpha) \,.\, u_1^1 - \eta g}{u_2^1} = \frac{u_1^{1\,2} - \eta g}{u_2^1} = \frac{2{,}88^2 - 0{,}81 \,.\, 9{,}81}{1{,}84} = 0{,}1893,$$

womit die Richtung $(c_2{}^1)$ festgelegt und das Austrittdiagramm für ³/₄ Beaufschlagung bestimmt ist. Nach diesem ergibt sich $(w_2{}^1) = 2{,}90$ m und für die Eintrittbreite $b_0 = 125$ mm, wenn die Leitschaufelbegrenzung konvergierend ausgeführt und die Laufschaufel gut zugeschärft wird, d. h. $\frac{a_0}{a_0 + s_0}$ und $\frac{a_1}{a_1 + s_1}$ je gleich 1 gesetzt werden darf die relative Eintrittgeschwindigkeit $(w_1{}^1)$ aus

$$\frac{\frac{3}{4} \cdot 0{,}525}{\sqrt{5}} = 0{,}6\,\pi \cdot 0{,}125 \cdot (w_1{}^1),\ \text{also}\ (w_1{}^1) = \frac{0{,}525 \cdot \frac{3}{4}}{0{,}6\,\pi \cdot 0{,}125\,\sqrt{5}} = 0{.}75\ \text{m}.$$

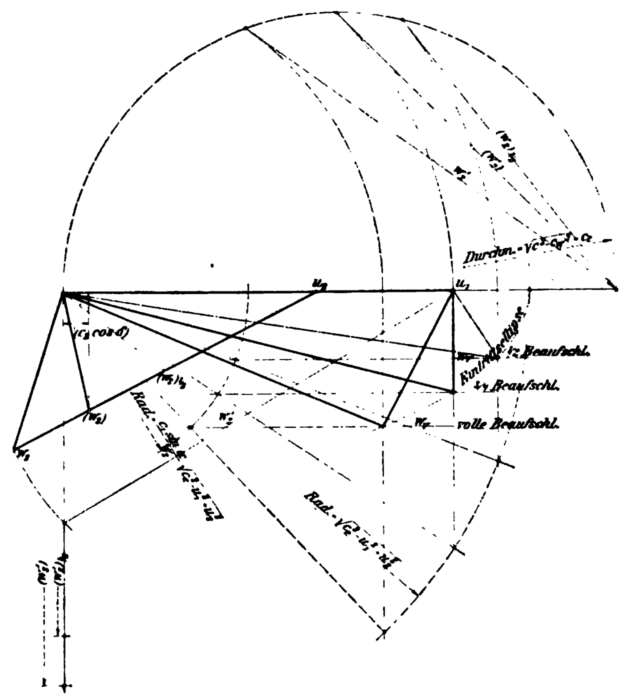


Fig. 778b.

Damit ist das zugehörige Eintrittdiagramm festgelegt; nach demselben wird $(c_1{}^1) = 2{,}97$ m.

Nun darf die relative Austrittgeschwindigkeit wie die radiale Komponente der relativen Eintrittgeschwindigkei proportional der Beaufschlagung gesetzt werden; damit ergibt sich

$$c_2{}^1 = 1{,}21\ \text{m},\ w_2 = \frac{4}{3} \cdot 1{,}86 = 2{,}48\ \text{m und}\ w_2' = 3{,}33\ \text{m}.$$

Für Vollbeaufschlagung erfolgt der Eintritt nicht mehr stoßfrei; wird die der Normalkomponente w_1^1 entsprechende Geschwindigkeitshöhe als Verlust in

Rechnung gestellt[1]) und c_e konstant für alle Beaufschlagungen angenommen, so folgt

$$w_v^1 = u_1{}^1 - c_1{}^1 \cos\alpha \quad \text{und} \quad \eta = \frac{c^{1\,2} - c_w^{1\,2} - c_2{}^{1\,2} - w_v^{1\,2}}{c^{1\,2}} = \frac{c_e^{1\,2} - c_2{}^{1\,2} - w_v^{1\,2}}{c^{1\,2}}.$$

Es ist nun allgemein

$$w_2'^2 = w_1^2 + c_v^2 = w_1^2 + c_e^2 - c_1^2,$$

also

$$c_1^2 - w_1^2 = c_e^2 - w_2'^2$$

oder

$$(c_1 \cos\alpha)^2 + (c_1 \sin\alpha)^2 - (u - c_1 \cos\alpha)^2 - (c_1 \sin\alpha)^2 = c^2 - c_w^2 - (u_1 - c_1 \cos\alpha)^2 - w_2'^2$$

und

$$(c_1 \cos\alpha)^2 = c_e^2 - w_2'^2.$$

Für das Beispiel folgt

$(c_1{}' \cos\alpha)^2 = 0{,}85 \cdot 2\,g - 3{,}33^2 = 16{,}677 - 11{,}0889 = 5{,}5881$ oder $c_1{}^1 \cos\alpha = 2{,}36$ m.

Die den beiden Beaufschlagungen entsprechenden Diagramme sind in Fig. 778b eingezeichnet; die Spitze von $c_1{}^1$ liegt jeweils auf der zu $u_1{}^1$ Parallelen in einem der Beaufschlagung proportionalen Abstande und auf einer dazu Vertikalen in einem Abstande vom Anfangspunkt von $c_1{}^1$ bestimmt durch $(c_1{}^1 \cos\alpha)^2 = c_e^2 - w_2'^2 = 0{,}85 \cdot 2\,g - w_2'^2$; die Konstruktion dieses Abstandes ist aus der Figur ersichtlich. Die Endpunkte von $c_1{}^1$ liegen hiernach auf einer Kurve, die sich als Ellipse um den Anfangspunkt von $c_1{}^1$ als Mittelpunkt herausstellt und deren Halbachsen in Richtung der Umfangsgeschwindigkeit $\sqrt{c_e^{1\,2} - u_1{}^{1\,2} + u_2{}^{1\,2}}$ bezw. senkrecht dazu sind, wie Baumann[2]) für den Sonderfall $\delta = 90^\circ$ nachgewiesen hat $\frac{c_1{}^1 \sin\alpha}{w_2{}^1} \sqrt{c_e^{1\,2} - u_1{}^{1\,2} + u_2{}^{1\,2}}$ und die er Eintrittellipse nennt.

Mit Hilfe dieser Ellipse folgen die den betreffenden Beaufschlagungen entsprechenden Werte von w_v^1 als Abstand des Endpunktes der jeweils unter einer gewissen Richtung α gewählten Geschwindigkeit $c_1{}'$ von der durch den Endpunkt von $u_1{}^1$ gehenden Vertikalen und damit der Nutzeffekt

$$\eta_h = \frac{c_e^{1\,2} - c_2{}^{1\,2} - w_v^{1\,2}}{c^{1\,2}} = \frac{c_1{}^1 u_1{}^1 \cos\alpha - c_2{}^1 u_2{}^1 \cos\delta}{g}.$$

Den drei Beaufschlagungen entsprechen hiernach die hydraulischen Nutzeffekte $\eta = 0{,}76$; $\eta_{\frac{3}{4}} = 0{,}81$; $\eta_{\frac{1}{2}} = 0{,}80$[3]).

Der aus dem Diagramm erfolgende Eintrittwinkel $\alpha = 23^\circ$ dürfte für Finksche Drehschaufeln als untere Grenze anzusehen sein; durch Änderung der Umfangsgeschwindigkeit, etwa derart, daß die Turbine 200 Umdrehungen macht statt 205 unter Beibehaltung der übrigen Werte, oder daß die Breite b_n verringert wird, läßt sich der Winkel α innerhalb der Grenzen 23 bis 28° variieren.

Den verschiedenen Punkten der Austrittkante entsprechen verschiedene Austrittdiagramme, aus denen insbesondere die Austrittwinkel γ sich ergeben.

---

[1]) Vgl. Fußbemerkung S. 811; der Gefällverlust ist kleiner als $\frac{w_v^2}{2\,g}$, ein Teil der Geschwindigkeitshöhe wird sich in Druckhöhe umsetzen; mangels näherer Kenntnis dieses Teiles erscheint wenigstens zur Zeit noch obige Annahme gerechtfertigt.

[2]) R. Baumann, „Beitrag zur Untersuchung des Verhaltens von Francis-Turbinen bei veränderlicher Wassermenge, Umdrehungszahl und Gefällhöhe". Dinglers polytechnisches Journal 1904, S. 529 u. ff.

[3]) Es folgt

$$\eta = \frac{0{,}85 \cdot 2 \cdot 9{,}81 - 1{,}21^2 - 0{,}52^2}{19{,}62} = 0{,}763 = \frac{2{,}36 \cdot 2{,}88 + 0{,}37 \cdot 1{,}87}{9{,}81},$$

$$\eta_{\frac{3}{4}} = \frac{0{,}85 \cdot 2 \cdot 9{,}81 - 0{,}886^2}{19{,}62} = 0{,}81 = \frac{2{,}88^2 - 0{,}1893 \cdot 1{,}87}{9{,}81},$$

$$\eta_{\frac{1}{2}} = \frac{0{,}85 \cdot 2 \cdot 9{,}81 - 0{,}945^2 - 0{,}32^2}{19{,}62} = 0{,}80 = \frac{3{,}2 \cdot 2{,}88 - 0{,}75 \cdot 1{,}87}{3{,}81}.$$

Diese Punkte werden erhalten entweder durch gleiche Teilung der Austrittkante; die aus den entsprechenden einzelnen Teilen der Austrittfläche tretenden Wassermengen sind nicht gleich, daher die Eintrittbreite ungleich zu teilen ist, um die Schicht- oder Flußlinien zu erhalten. Oder aber es wird, wie Fig. 778a, die Eintrittbreite gleich geteilt und die zugehörigen Punkte der Austrittkante gesucht,

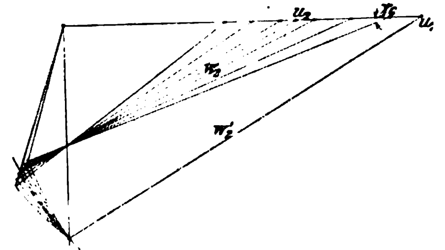


Fig. 778c.

was durch Probieren unter Anlehnung an die Radbegrenzungen und unter Beachtung des Umstandes erfolgt, daß die mittlere Schichtlinie die Austrittkante in dem durch den Schwerpunktradius bestimmten Punkt schneidet.

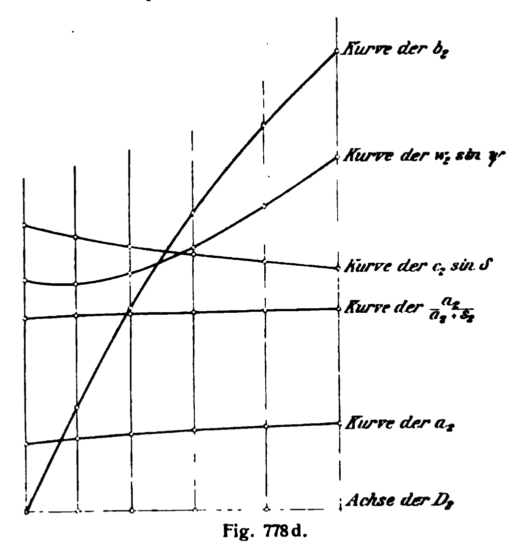


Fig. 778d.

Das Geschwindigkeitsdiagramm der Turbine zeigt Fig. 778c; nach diesem werden die Schaufelenden (Fig. 778a) entwickelt und die Geschwindigkeitskomponenten $w_2 \sin \psi$ bestimmt, die in Fig. 778d mit den Werten a_2, $\frac{a_2}{a_2+s_2}$, $c_2 \sin \delta$ und b_2 als Funktionen der Durchmesser D_2 aufgetragen sind.

Aus der Figur ist ersichtlich, daß $\frac{a_2}{a_2+s_2}$ nahezu konstant ist und als Mittelwert aus den für die obere und untere Radbegrenzung sich ergebenden Größen zugrunde gelegt werden darf. Mit Hilfe der Fig. 778d ist die Schluck-

fähigkeit zu kontrollieren entweder mit Hilfe der Werte D_2, b_2, $c_2 \sin \delta \sin \psi = w_2 \sin \gamma \sin \psi$ und $\frac{a_2}{a_2 + s_2}$, oder derjenigen a_2, b_2 und $w_2 \sin \psi$.

In Fig. 778a ist insbesondere noch die Entwickelung der Schaufelkurve für die äußere Radbegrenzung und die Schwerpunktbestimmung für die Austrittkanten ersichtlich, die vorteilhaft zur Bestimmung der Produkte $D_2 \Delta b_2$ für die den einzelnen Schichtturbinen zukommenden Austrittflächen Verwendung findet.

3. Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung.

Während bei der Francis-Turbine die Centrifugalkraft auf Verminderung der Relativgeschwindigkeit hinwirkt und der aus der allgemeinen Beziehung

$$Q = z\, a_2\, b_2\, w_2$$

sich ergebende Wert $a_2 b_2$ größer ist als bei der entsprechenden Achsial(Jonval)turbine mit den gleichen Werten von Q, z und dem im Eintritt vorhandenen Überdruck, verursacht bei der innen beaufschlagten Radialturbine die Centrifugalkraft eine Vergrößerung der Relativgeschwindigkeit, zufolge dessen hier $a_2 b_2$ kleiner ausfällt als bei der entsprechenden Achsialturbine.

Aus der weiteren Gleichung

$$Q = \pi\, D_2\, b_2\, w_2 \sin \gamma \frac{a_2}{a_2 + s_2} = \pi\, D_1\, b_1\, w_1 \sin \alpha \frac{a_0}{a_0 + s_0} \frac{a_1}{a_1 + s_1}$$

ist ersichtlich, daß, um Q konstant zu halten, einer Zunahme von w_2 entweder ein kleinerer Winkel γ — d. i. bei gleichbleibendem z und D_2 gleichbedeutend einer Verminderung von a_2 — oder eine geringere Breite b_2 oder beides und schließlich eine Verminderung von D_2 entspricht.

Der kleinste Wert von D_2 ist an D_1 gebunden, dessen Größe vom Durchmesser D_l des Zuleitungsrohres abhängt; er wird erreicht, indem man die Ablenkung des Wassers aus der achsialen in die radiale Richtung durch das Leitrad und unter Umständen noch durch das Laufrad bewirkt.

Im Falle gleichbleibender, zum Umfang senkrecht stehender Austrittgeschwindigkeit c_2 entspricht zufolge der Gleichungen

$$c_2 = w_2 \sin \gamma \text{ und } u_2 = w_2 \cos \gamma$$

dem größeren w_2 eine größere Umfangsgeschwindigkeit und damit bei gleichem D_2 eine höhere Umlaufzahl.

Abgesehen von dem hierin liegenden Vorteil, besonders bei kleinen Gefällen, beruht die Anwendung dieser Turbinen im Falle der Anordnung mit stehender Welle in der Möglichkeit einer bequemen Entlastung des Spurzapfens.

Der Entwurf des Diagramms erfolgt sinngemäß in der bei den Francis-Turbinen gegebenen Weise; für die analytische Ermittelung gelten auch hier für senkrechten Abfluß die Grundgleichungen

$$u_1 = \sqrt{\eta_h} \sqrt{g\, H_n \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta \cos \alpha}}, \quad c_1 = \sqrt{\eta_h} \sqrt{g\, H_n \frac{\sin \beta}{\sin(\beta - \alpha) \cos \alpha}},$$

und speziell für $\beta = 90^0$

$$u_1 = \sqrt{\eta_h} \sqrt{g\, H_n}, \quad c_1 = \sqrt{\eta_h} \sqrt{g\, H_n} \frac{1}{\cos \alpha}.$$

Wegen der im allgemeinen höheren Geschwindigkeiten und damit verknüpften größeren Bewegungswiderständen ist η_h geringer als bei der achsialen oder außen beaufschlagten radialen Überdruckturbine einzuführen, etwa $\sqrt{\eta_h} = 0{,}90$ bis $0{,}92$.

Für $\delta \gtrless 90^0$ gilt die frühere Beziehung

$$c_1 u_1 \cos \alpha - c_2 u_2 \cos \delta = \eta_h g H_n = \frac{c_e^2 - c_2^2}{2}.$$

Zur Bestimmung des Durchmessers des Zuleitungsrohres wählt man die Wassergeschwindigkeit in demselben

$$c_l \sim \frac{1}{3} \sqrt{2 g H_n}.$$

Der Übergang vom Rohr in den Leitapparat muß allmählich erfolgen, scharfe Krümmungen sind nach Möglichkeit zu vermeiden.

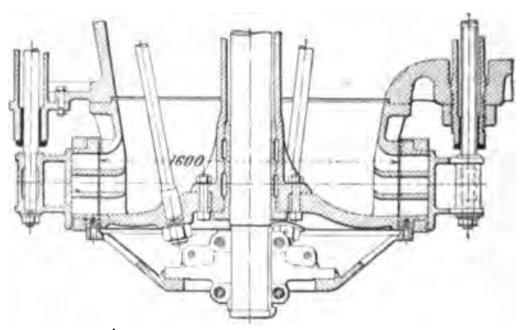


Fig. 779.

Je nachdem das Leitrad nahezu radial durchflossen wird (Fig. 779) oder das Wasser in demselben aus der achsialen Richtung abgelenkt wird (Fig. 781), fallen die Durchmesser D_1 und damit die Umlaufzahlen verschieden aus.

Bei rein radialem Durchfluß ist die Schaufelung ohne weiteres aus dem Normalschnitt zur Turbinenachse zu entwerfen; bei allmählicher Ablenkung im Leit- und Laufrad ist sinngemäß wie bei der Francis-Turbine zu verfahren.

Auf alle Fälle ist stetige Geschwindigkeitszunahme oder Querschnittsabnahme zu beachten, d. h

$$a\, b\, w = \text{Konstante} = Q = \pi\, D\, b\, w_r \frac{a}{a + s},$$

worin die Buchstaben sich auf einen beliebigen Querschnitt beziehen und w_r die radiale Komponente der Relativgeschwindigkeit in demselben bezeichnet.

Die Schaufelenden sind nach Evolventen zu krümmen, weche, wie bei der Francis-Turbine, durch Kreisbogen ersetzt werden. Diese Evolventen liegen für den Leitradaustritt unter Umständen auf Kegel-

mänteln, für den Laufradaustritt in Normalebenen zur Achse. Für letztere gilt mit den Bezeichnungen gemäß Fig. 757

$$D_g = 2\,R_2 \sin \gamma\ ^{1)}.$$

Ein Beispiel für mehr radialen Durchfluß des Leitapparates zeigt die von Faesch & Piccard in Genf entworfene und mit Ausnahme des Laufrades in Amerika gebaute 5600pferdige Zwillingsturbine (Fig. 779), deren Schaufelung Fig. 780 zeigt. Die Konstruktionsdaten dieser, einen Teil der Niagarawasserkraft ausnutzenden Turbine sind[2]):

$$D_0 = 1600 \text{ mm}, \; D_1 = 1604{,}2 \text{ mm}, \; D_2 = 1905 \text{ mm}, \; \alpha = 19^0 6',$$
$$\beta = 110^0 40', \; \gamma = 13^0 17{,}5'.$$

Mit Rücksicht auf Wasserführung und guten Wirkungsgrad bei teilweiser Beaufschlagung (Regulierung durch Außenschütze) sind Leit- und Laufrad je durch zwei Zwischenkränze in drei Etagen geteilt; die gesamte lichte Höhe beträgt $3 \times 92 = 276$ mm.

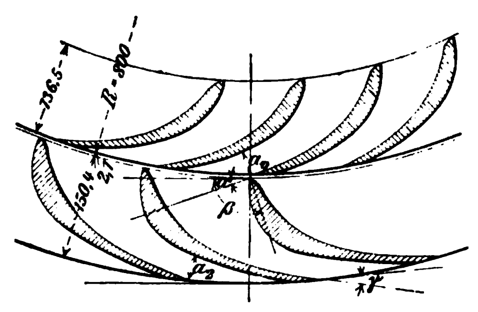


Fig. 780.

Unter Zugrundelegung der in genannter Quelle gemachten Angaben, nämlich

$$u_2 = 24{,}9 \text{ m}, \; w_2 = 23{,}5 \text{ m}, \; u_1 = \frac{1{,}600}{1{,}905}\, u_2 = 20{,}9 \text{ m und } c_1 = 19{,}6 \text{ m},$$

sowie

$$a_0 = 35 \text{ mm}, \; z_0 = 36, \; a_2 = 32 \text{ mm}, \; z = 32,$$

findet sich folgendes:

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2\,u_2\,w_2 \cos \gamma} = 5{,}77 \text{ m},$$

$$\sin \delta = \frac{w_2}{c_2} \sin \gamma, \text{ also } \delta = 69^0 24' 40'',$$

$$w_{r2} = w_2 \sin \gamma = 5{,}40 \text{ m}.$$

---

[1]) Näherungsweise gilt auch $2\,R_g \sin \frac{360}{2\,z} = a + s$, also $R_g = \frac{D_g}{2} = \frac{a+s}{2 \sin \frac{180}{z}}$; diese Beziehung setzt Gleichheit zwischen dem Bogen und der Sehne des Kreisausschnittes vom Halbmesser R_g und dem Centriwinkel $\frac{360}{z}$ voraus. Für den Halbmesser 1 ist z. B. für $z = 20$, $\frac{\pi}{10} = 0{,}31416$ und $2 \sin \frac{180}{20} = 0{,}31286$. Der Unterschied beträgt 0,4%; er wächst mit abnehmender Schaufelzahl. Über die Zulässigkeit dieser Näherungsrechnung vergl. das bei Francis-Turbinen S. 869 Gesagte.

[2]) W. Müller, „Die Francis-Turbinen u. s. w.“, Hannover, Gebr. Jänecke, 1905. Vergl. auch R. Reichel, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1903, S. 832 u. f.

Für die nach Kreisbogen gekrümmten Schaufelenden gilt mit Annäherung die Beziehung

$$D_g = \frac{z(a_2 + s_2)}{\pi} = D_2 \sin\gamma, \text{ also } a_2 + s_2 = \frac{1905\,\pi \sin 13^0 17{,}5'}{32} = 43 \text{ mm}$$

und damit

$$s_2 = 43 - 32 = 11 \text{ mm}.$$

Die austretende Wassermenge folgt dann zu

$$Q = \pi\, D_2\, b_2\, w_{r2}\, \frac{a_2}{a_2 + s_2} = 6{,}641 \text{ cbm}.$$

Für den Eintritt folgt

$$w_1 = \frac{\sin\alpha}{\sin(\beta - \alpha)}\, u_1 = 6{,}85 \text{ m}.$$

$$w_{r1} = c_1 \sin\alpha = 6{,}414 \text{ m}.$$

In gleicher Weise wie für das Laufrad folgt für das Leitrad

$$a_0 + s_0 = \frac{1600\,\pi \sin 19^0 6'}{36} = 45{,}7 \text{ mm, also } s_0 = 45{,}7 - 35 = 10{,}7 \text{ mm},$$

und damit die austretende Wassermenge, wenn $c_0 = c_1$ und $\frac{a_1}{a_1 + s_1}$ für die zugeschärften Schaufeln ~ 1 gesetzt wird,

$$Q = 1{,}6\,\pi\, 0{,}276 \,.\, 6{,}414\, \frac{35}{45{,}7} = 6{,}816 \text{ cbm}.$$

Der Spaltverlust würde also betragen

$$6{,}816 - 6{,}641 = 0{,}175 \text{ cbm, d. s. } \frac{0{,}175}{6{,}816} \,.\, 100 \sim 2{,}5\%.$$

Der hydraulische Nutzeffekt folgt aus $c_1\, u_1 \cos\alpha - c_2\, u_2 \cos\delta = \eta_h\, g\, H_n$ mit $H_n = 41{,}45$, für welches Gefälle bei den Versuchen die Umlaufzahl 250 betrug, wie zur Erreichung der angegebenen Umfangsgeschwindigkeiten erforderlich ist, zu

$$\eta_h = 0{,}83.$$

Die Austrittgeschwindigkeitshöhe beträgt $\frac{c_2^2}{2g} \sim 1{,}70$ m oder $\frac{1{,}70}{41{,}45} \,.\, 100 = 4{,}1\%$ des Nutzgefälles.

Damit folgt das nutzbare Gefälle zu

$$H_e = (1 - \Sigma\,\iota)\, H_n = 0{,}87\, H_n$$

und das Widerstandsgefälle zu

$$H_w = \Sigma\,\iota \,.\, H_n = = 0{,}13\, H_n.$$

Der im Laufradeintritt vorhandene Überdruck, soweit er auf Geschwindigkeitsvermehrung hinwirkt, folgt zu

$$c_\varrho^2 = w_2^2 - w_1^2 - (u_2^2 - u_1^2) = 322{,}13 \text{ oder } H_\varrho = \frac{c_\varrho^2}{2g} = 16{,}42 \text{ m}.$$

Die der Eintrittgeschwindigkeit entsprechende Druckhöhe ist

$$\frac{c_1^2}{2g} = \frac{19{,}2^2}{19{,}62} = 19{,}58 \text{ m}$$

und damit das Widerstandsgefälle

$$41{,}45 - (16{,}42 + 19{,}58) = 5{,}45 \text{ m} = 0{,}131\, H_n, \text{ wie oben.}$$

Die Nutzleistung der Turbine soll nach genannter Quelle $\frac{5600}{2} = 2800$ PS_n betragen haben; hieraus ergibt sich der totale Wirkungsgrad zu

$$\eta = \frac{75\, N_n}{Q\, H_n} = \frac{75 \,.\, 2800}{6{,}816 \,.\, 41{,}45} \sim 74{,}5\%.$$

Wilh. Müller berechnet S. 95 (s. Fußnote S. 895) den hydraulischen Wirkungsgrad zu 0,90 und sagt, daß der durch Versuche festgestellte totale Wirkungsgrad 80% betragen haben soll.

Zweifellos ist derselbe zu hoch und sehr wahrscheinlich in der Wassermessung begründet, welche 6,35 cbm geliefert haben soll (S. 95), gegenüber 6,82 cbm, wie

berechnet: mit dem Versuchswert würden die Geschwindigkeitsdiagramme gar nicht stimmen[1]).

Der Spaltverlust würde einem Ausflußkoeffizienten entsprechen, welcher folgt aus

$$q = \mu\, 2\, \pi\, D_1\, h_s \sqrt{2\, g\, H_Q} = 0{,}175,$$

also

$$\mu = \frac{0{,}175}{2\, \pi \,.\, 1{,}6 \,.\, 0{,}0021 \sqrt{19{,}62 \,.\, 16{,}42}} \sim 0{,}46.$$ Vgl. „Spaltverlust" S. 851.

Es sei besonders noch auf die Geschwindigkeiten als von dem Nutzgefälle abhängige Größen hingewiesen; es ist

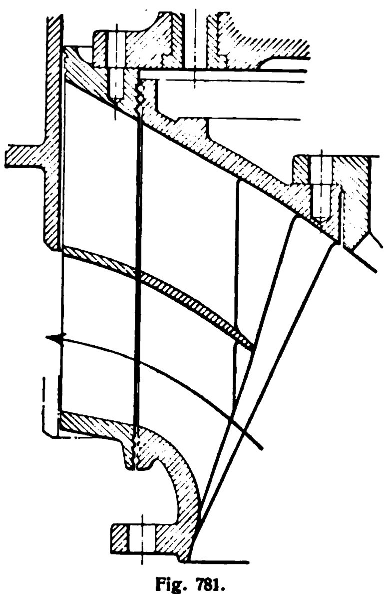
$$c_1 \sim 0{,}69 \sqrt{2\, g\, H_n} \quad \text{oder} \quad c_1{}^1 \sim 3{,}00 \text{ m},$$

$$u_1 \sim 0{,}73 \sqrt{2\, g\, H_n} \quad \text{„} \quad u_1{}^1 \sim 3{,}20 \text{ „}$$

$$u_2 \sim 0{,}87 \sqrt{2\, g\, H_n} \quad \text{„} \quad u_2{}^1 \sim 3{,}85 \text{ „}$$

Allmähliche Ablenkung innerhalb des Leit- und Laufrades zeigen die für die zweite Kraftstation der „Niagara Falls Power Company" von Piccard & Pictet in Genf entworfenen Turbinen. Dieselben, für ungefähr gleiche Verhältnisse wie die oben besprochenen bestimmt, besitzen nur ein zweikränziges Laufrad (Fig. 781) mit Wasserzuführung von unten und Regulierung durch Außenschütze. Für diese soll nach W. Müller sein (in Metermaß umgerechnet)

$D_0 = 1674$ mm, $z_0 = 36$, $\alpha = 19^0 4'$,
$D_1 = 1676{,}4$ mm, $h_s = 1{,}2$ mm, $z = 32$, $\beta = 114^0 30'$,
$D_2 = 1956$ mm, entsprechend einer radialen Tiefe von 140 mm, $b_2 = 660$ einschl. der mittleren Kranzstärke, $\gamma = 12^0 39{,}5'$.


Fig. 781.

Die Entlastung wird bei beiden Turbinen dadurch bewirkt, daß die obere Führungswand des Leitrades durchbrochen ist und die Wasser-

[1]) Vergl. in dieser Richtung Pfarr, „Bremsversuche an einer New American Turbine", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 845 u. ff., und Herschel, „Bremsversuche an einer New American Turbine", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 1788 u. ff.

pressung auf die Nabenscheibe des Laufrades wirkt. Beide Turbinen gießen frei aus; die Höhe des Mittels der Austrittbreite b_2 über dem Unterwasser bedeutet einen Gefällverlust.

Dieser wird, wenigstens teilweise, bei Anordnung eines Saugrohres vermieden; ein Gefällverlust durch Stoß wird nicht ganz zu umgehen sein, da das Wasser nahezu senkrecht zum Umfang austritt, während die Abflußrichtung in diesem Falle fast ausnahmslos parallel der Achse ist.

Fig. 782 stellt ein Zwillingslaufrad der Turbinen des „Elektrizitätswerkes in Chèvres“ [1]) dar; die Entlastung wird bewirkt durch die der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie. in

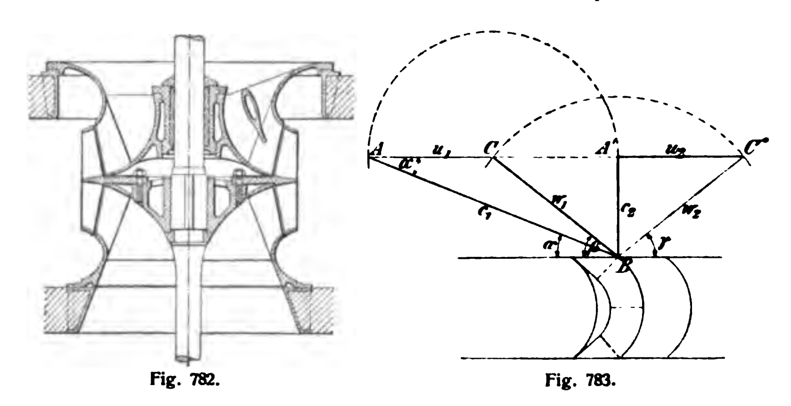


Fig. 782. Fig. 783.

Zürich patentierte Einrichtung derart, daß die volle Laufradnabenscheibe von unten durch die hydraulische Pressung des in das Laufrad eintretenden Wassers nach oben und nur durch die dem Spaltdruck entsprechende Pressung nach unten gedrückt wird; es verbleibt eine nach oben, auf Entlastung der Turbinenwelle wirkende Pressung. Die Regulierung erfolgt durch Außenschütze.

b) Druck(Aktions)turbinen.

Dieselben entstehen aus den Überdruckturbinen, sobald der Überdruck $h_{\ddot{u}} = \frac{c^2}{2g} = 0$, d. h. das gesamte verfügbare Gefälle beim Austritt aus dem Leitrade in Geschwindigkeit umgesetzt ist.

Nach S. 843 ist dies bei der Achsialturbine der Fall, wenn in Fig. 734 Punkt F mit E zusammenfällt, also zufolge $BD = DF$ wenn D die Strecke BE halbiert; dann ergibt sich

$$\sphericalangle \beta = \gamma.$$

[1]) E. Reichel, „Der Turbinenbau auf der Weltausstellung in Paris“, Berlin 1902, Sonderabdruck der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.

An Hand der Fig. 732 fordert die Bedingung der reinen Druckturbine, $h_\varrho = 0$, daß der Mittelpunkt C in der Mitte von AD liegt; denn es ist dann

$$DG = c_\varrho = 0.$$

Damit wird die Umfangsgeschwindigkeit dieser Druckturbine (Fig. 783)

$$u_1 = \frac{1}{2} c_1 \cos \alpha = \frac{1}{2} \sqrt{2 g h_1},$$

sofern h_1 die der Geschwindigkeit entsprechende Druckhöhe bezeichnet.

Ferner folgt aus der Figur

$$\operatorname{cotg} \beta = \frac{1}{2} \operatorname{cotg} \alpha \text{ oder } \operatorname{tg} \beta = 2 \operatorname{tg} \alpha.$$

Abgesehen von den Widerständen im Laufrad und Wirkung der Schwere auf das in demselben befindlichen Wasser ergibt sich

$$w_2 = w_1 = w.$$

Der geometrische Ort der Endpunkte der Relativgeschwindigkeit ist ein um B mit w beschriebener Kreis. Sofern nun die Radbreite $b_1 = b_2$ konstant ist, muß die zu w normale Dicke der Wasserschicht gleich sein; die der konkaven Schaufelfläche gegenüber liegende Begrenzung der Wasserschicht ist eine Äquidistante zu ersterer im Abstande s' = Strahl(Schicht)dicke. Das Wasser berührt den konvexen Schaufelrücken bei konstanter Schaufelstärke nur im Ein- und Austritt; der hiernach verbleibende Raum wird entweder von Luft oder von der Schaufel dadurch ausgefüllt, daß ihre Stärke verschieden stark und der Rücken der konkaven Wasseroberfläche angepaßt wird. Im ersten Falle spricht man von Strahlturbinen, im zweiten von Grenzturbinen (Fig. 784); wegen der Schwierigkeit dieser Anpassung des Schaufelrückens läßt man letztere Turbinengattung mit einem geringen Überdruck arbeiten, $h_\varrho = \left(\frac{1}{8} \text{ bis } \frac{1}{10}\right) H_n$[1].

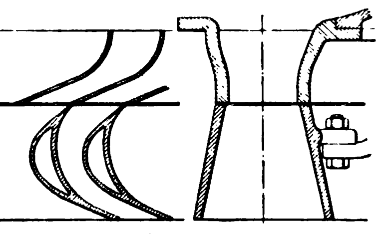


Fig. 784.

[1] Es lassen sich selbstverständlich alle bisher besprochenen Turbinentypen als Grenzturbinen schaufeln. Wegen des geringen Überdruckes ist zufolge der S. 834 gemachten Ausführungen die Eintrittgeschwindigkeit größer, die Umfangsgeschwindigkeit kleiner als bei Reaktionsturbinen.

Ein Beispiel in achsialer Anordnung liefert die Ausführung von Ganz & Co., Eisengießerei und Maschinenfabrik, A.-G., in Budapest für die „Krainische Industriegesellschaft in Assling". Die Konstruktionsdaten für eine der drei Turbinen sind nach Béla Szüts, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 1063: $H = 25{,}583$ m, $Q = 3{,}518$ cbm, $n = 140$, $N = 894$. Hieraus folgt der Nutzeffekt der Turbine zu $\eta = \frac{75 \,.\, 894}{25{,}583 \,.\, 3518} = 0{,}745$. Mit 1500 mm mittlerem Eintrittdurchmesser folgt $u_1 = 11{,}00 = 0{,}487 \sqrt{2 g H_n}$ oder $u_1{}^1 = 2{,}16$ m. Bei dieser Turbine ist $D_2 > D_1$, also der Einfluß der Centrifugalkraft auf w_2 zu beachten; bezüglich einiger be-

Die Einführung der Luft bei den Strahlturbinen erfolgt (Fig. 785) entweder durch die Öffnungen im Kranz oder durch den entsprechend ausgebildeten Spalt; nicht zu verwechseln mit ersteren sind die Aussparungen (Fig. 784) bei Grenzturbinen behufs Materialersparnis. Wegen der Notwendigkeit dieser Ventilation der Strahlturbinen darf das Laufrad nicht tauchen; die ohne Überdruck arbeitenden Turbinen dürfen nicht im Stau arbeiten, wenn nicht der Wirkungsgrad (infolge Wirbelbildung und Stoßverluste im Laufradkanal) gering sein soll.

Der tiefste Punkt des Laufrades muß daher um eine gewisse Strecke h, das Freihängen, über dem höchsten Unterwasser liegen. Diese Höhe h wird nicht ausgenutzt; sie bedeutet einen Gefällverlust.

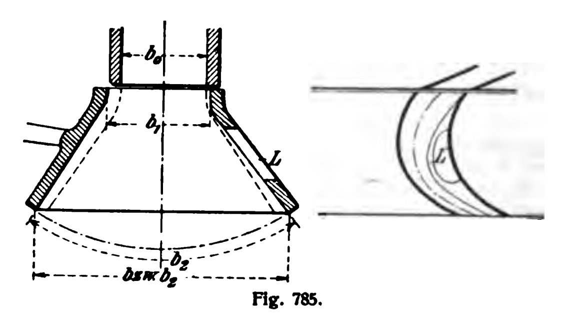


Fig. 785.

Streng genommen ist die Relativgeschwindigkeit nicht unveränderlich, da obige Voraussetzungen nicht zutreffen; es ist vielmehr

$$w_2 \gtreqless w_1 \text{ für } {}_{t_2} H_n = H_3 \lesseqgtr h_r.$$

Die Austrittgeschwindigkeit aus dem Leitrad ist

$$c_0 = \sqrt{2\,g\,[H - h - h_r - (H_1 + H_2)]}.$$

Sofern nun $h_r = H_3$ ist, folgt

$$c_0 = \sqrt{2\,g\,[H - h - (H_1 + H_2 + H_3)]} = \sqrt{2\,g\,H_n}.$$

Hierin ist H_n, das Nutzgefälle bei Druckturbinen, der um das Freihängen h und die gesamte Widerstandshöhe zwischen Ober- und Unterwasserspiegel verminderte Höhenunterschied der Wasserspiegel an der Turbine (vergl. S. 831 u. ff.).

---

merkenswerter Details sei auf C. v. Bach, Maschinenelemente, 9. Auflage, Stuttgart 1903, S. 586 u. ff. verwiesen.

Als außen beaufschlagte Radial(Francis)turbine mag die Ausführung derselben Firma für die „Karbidfabrik der Bosnischen Elektrizitäts-A.-G. in Jajce" Erwähnung finden. Nach den Berichten von E. Reichel und F. Prásil über die Pariser Ausstellung, von denen ersterer ausführliche Details der Gesamtanlage enthält, ist: $H = 74{,}5$ m, $Q = 1{,}30$ cbm, $n = 300$, $N = 1000$. Es folgt $\eta = 77{,}5\%$ und bei 1150 mm Laufraddurchmesser $u_1 = 18{,}05 = 0{,}472\,\sqrt{2\,g\,H_n}$ bezw. $u_1{}^1 = 2{,}09$ m.

Als innen beaufschlagte Radialturbine sei die von Joh. Jac. Rieter, A.-G., Winterthur, für das Elektrizitätswerk Montbovon gelieferte Turbine mit Spaltschützenregulierung genannt. Die Daten sind nach den Berichten von Reichel und Prásil folgende: $H = 64$ m, $n = 300$, $N = 1000$ PS$_n$. Mit 1100 mm Laufraddurchmesser folgt $u_1 = 17{,}3 = 0{,}485\,\sqrt{2\,g\,H}$ oder $u_1{}^1 = 2{,}15$ m.

Für $h_r \gtrless H_3$ ist das Nutzgefälle $\begin{smallmatrix}\text{größer}\\ \text{kleiner}\end{smallmatrix}$ als vorstehend bezeichnet, und zwar, absolut genommen, um den Unterschied $h_r - H_3$.

Mit der früheren Schreibweise folgt

$$H - h - h_r - (\iota_1 + \iota_2) H_n = H_n,$$

also

$$H_n = \frac{1}{1 + \iota_1 + \iota_2}(H - h - h_r),$$

und speziell für $h_r = \iota_3 H_n$ ist

$$H_n = \frac{1}{1 + \iota_1 + \iota_2 + \iota_3}(H - h).$$

Abgesehen von der Hinfälligkeit der Annahme $w_2 = w_1$, welche nur in einem ganz bestimmten Falle, $\iota_3 H_n = H_3 = h_r$, zutrifft, ist auch das oben ausgesprochene Kennzeichen (Charakteristik) $\gamma = \beta$ der reinen Druckturbine nicht haltbar, da hierfür im allgemeinen der Austrittverlust zu groß ausfällt.

Für $\alpha = 20^0$ und senkrechten Abfluß folgt nach Obigem

$$\operatorname{tg} \beta = 2 \operatorname{tg} \alpha = 0{,}72794, \text{ also } \beta = 36^0 3' = \gamma.$$

Damit folgt

$$u_1 = \frac{1}{2} \sqrt{\eta_h} \sqrt{2 g H_n},$$

und mit $c_2 = u_1 \operatorname{tg} \gamma$ wird

$$\frac{c_2^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} \operatorname{tg}^2 \gamma = \frac{\eta_h}{4} H_n \operatorname{tg}^2 \gamma = 0{,}132\, \eta_h H_n,$$

d. h. 13,2% des tatsächlich verbleibenden Gefälles.

Damit der Strahl den Schaufelrücken nicht berührt, wird dessen Stärke s' durch Änderung der Breite veränderlich gemacht; es gilt hierfür allgemein

$$b\, s'\, w = \text{Konstante}.$$

Man pflegt b_2 um 20 bis 30% größer zu machen als b_1, so daß unter Voraussetzung der Ausfüllung der gebotenen Breite die Strahldicke s_2' am Austritt das $\frac{1}{1{,}2} = 0{,}85$- bis $\frac{1}{1{,}3} = 0{,}77$fache derjenigen s_1 am Eintritt beträgt. Die Schaufelkurve, welche die Relativgeschwindigkeiten im Ein- und Austritt berühren muß oder auf etwa 10 mm mit ihnen zusammenfällt, ist wegen $w \sim$ Konst. vorteilhaft ein Kreisbogen; im Interesse sanfter Krümmung wird die Höhe h_r größer gemacht als bei Überdruckturbinen.

Mangels Berührung mit dem Strahl entfällt hier die Notwendigkeit den Schaufelrücken in ein neutrales Stück endigen zu lassen.

1. Achsiale Druckturbine.

Der bei den achsialen Überdruckturbinen erwähnten Pressungszunahme im Laufradkanal von innen nach außen entspricht bei den Druckturbinen das Vorhandensein von Beschleunigungskräften, damit das Wasserteilchen auf der betreffenden Cylinderfläche bleibt. Im

andern Falle (Fig. 786) bewegt sich, wenn von dem Einflusse der Reibung zwischen Wasser und Schaufeloberfläche, sowie von einem event. Bahndruck abgesehen wird, das Teilchen statt in einem Cylinder in einer diesen berührenden Ebene, entfernt sich also relativ von *M*. Die Größe dieser **Abweichung** ist bestimmt durch die Horizontal-

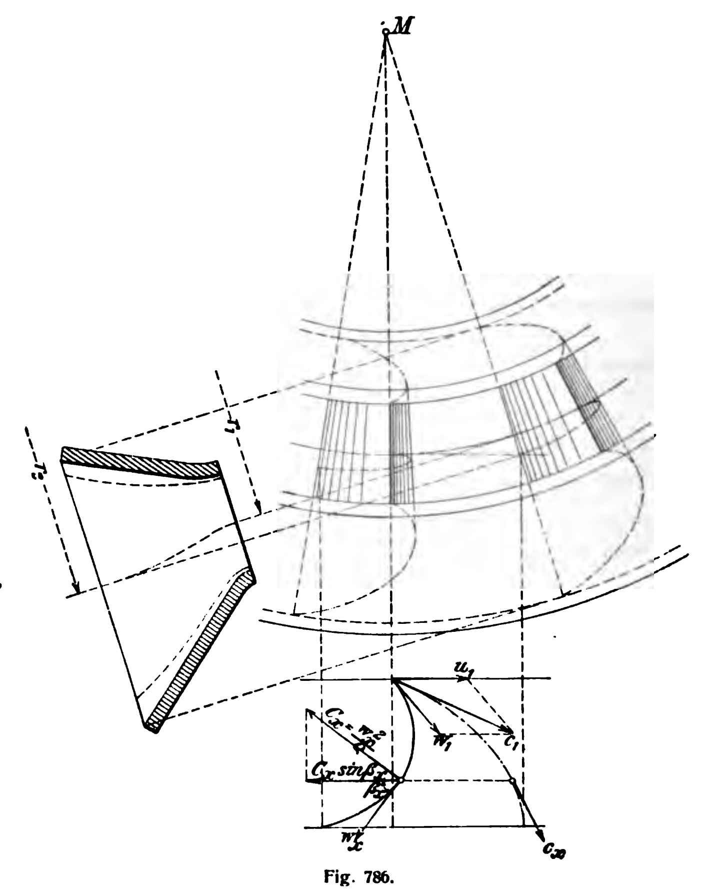


Fig. 786.

projektion des in jener Tangentialebene liegenden absoluten Wasserweges und den Halbmesser, welcher *M* mit dem Austrittpunkt des Wasserteilchens verbindet. Für verschiedene zwischenliegende Punkte in dieser Weise die jedesmalige Abweichung bestimmt, erhält man die Horizontal- und Vertikalprojektion der relativen Bahn des Wasserteilchens.

Zur Bestimmung dieser Beschleunigungskräfte denkt man sich den in der Zeit dt im Raume zurückgelegten Weg zwischen I und II zerlegt in einen solchen mit dem Rade, einen zweiten nach der ursprünglichen Richtung unter Einfluß von w' = Horizontalprojektion von w und zwei aufeinander folgenden Drehungen, so daß die Endlage nach II fällt.

Die Beschleunigungskräfte sind dann (Fig. 787) für die Masseneinheit:

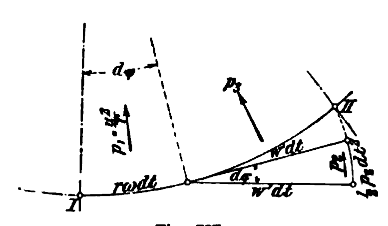
a) die Centripetalkraft $\frac{u^2}{r} = r\,\omega^2$, radial einwärts gerichtet,

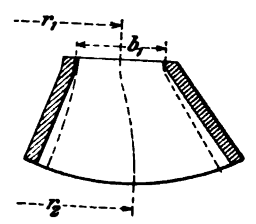
b) die zweite Ergänzungskraft (zusammengesetzte Centrifugalkraft), bestimmt durch

$$\frac{1}{2}\,p_2\,dt^2 = w'\,dt\,d\varphi, \text{ also } p_2 = 2\,w'\,\omega,$$

worin $w' = w_x \cos \beta_r$ = Horizontalprojektion der Relativgeschwindigkeit ist. Wenn w' gleichgerichtet u ist, wirkt die entsprechende Beschleunigungskraft radial einwärts, für $w' = 0$ ist sie Null, und für w' entgegengerichtet u wirkt sie radial auswärts,

c) die Beschleunigungskraft $\frac{w'^2}{r}$, radial einwärts gerichtet.


Fig. 787.


Fig. 788.

Die Beschleunigung durch die Schwere kommt als parallel zur Achse nicht in Betracht.

Die gesamte Beschleunigungskraft ist sonach

$$p_r = \frac{u^2}{r} \pm 2\,w'\,\omega + \frac{w'^2}{r} = \frac{1}{r}\,(u^2 \pm 2\,u\,w' + w'^2) = \frac{1}{2}\,(u \pm w')^2,$$

radial einwärts gerichtet; der Ausdruck $u + w'$ folgt direkt aus dem Diagramm Fig. 789.

Mit der gleichen Kraft widerstrebt das Teilchen infolge der Trägheit.

Im Zusammenhange mit der infolge der Schaufelkrümmung verknüpften Pressung $p = \frac{\gamma}{g}\,w^2\,\frac{s'}{\rho}$, worin ρ den Krümmungshalbmesser der Schaufel an betreffender Stelle (senkrecht zu w) bezeichnet, wird sich der Strahl am äußeren Laufradkranz anlegen und eine von innen nach außen zunehmende Dicke annehmen, womit die Gefahr der Berührung mit dem konvexen Schaufelrücken wächst.

Zur Vermeidung dieses Nachteiles wird die Schaufel nach außen einseitig verbreitert und zwar entsprechend obiger Beziehung anfangs stärker. Die bisher übliche Auffassung entspricht der Fig. 788, sieht

also von einer Kranzberührung ab. Mit der Ausweichung aus der anfänglichen Cylinderfläche ist eine Änderung der Umfangsgeschwindigkeit verknüpft, $u_2 > u_1$, gleichgültig ob der Kranzquerschnitt symmetrisch ist oder nicht; diese Änderung ist, streng genommen, zu berücksichtigen.

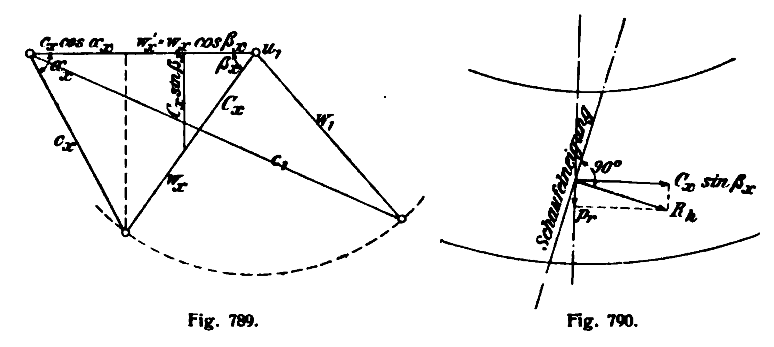


Fig. 789. Fig. 790.

Oder man stellt die Schaufel schräg, derart, daß der Bahndruck eine obiger Trägheitskraft entgegen gerichtete Komponente liefert. Mit $C_x \sin \beta_x = \frac{w_r^2}{\rho} \sin \beta_x$ (Fig. 789) folgt Größe und Richtung der Horizontalprojektion der resultierenden Trägheitskraft (Fig. 790) zu

$$R_h = \sqrt{C_x^2 \sin^2 \beta_x + p_r^2} \text{ bezw. } \operatorname{tg} \lambda = \frac{p_r}{C_x \sin \beta_x}$$

Die Ausdrücke unter der Wurzel sind mit Hilfe des Diagrammes (Fig. 789) leicht zu ermitteln.

Die Erzeugende der Schaufel muß in jedem Punkte zur Richtung von R_h senkrecht stehen.

Die Komponente p_r verschwindet für den Austritt, wenn $w_2' = u_2$, d. h. $w_2 \cos \gamma = u_2$ ist, also wenn c_2 senkrecht zu u_2 steht; in diesem Falle steht die Erzeugende für den Austritt radial, wogegen sie für den Eintritt am stärksten gegen die Radiale geneigt ist (Fig. 791).

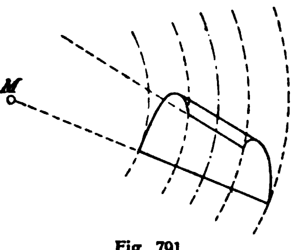


Fig. 791.

Man pflegt die Schaufel als Cylinderfläche herzustellen und ihr eine gegenüber der Rechnung mittlere Schräge zu geben.

Rechnungsvorgang. Man schätzt $h + h_r$; das Freihängen h ist durch die örtlichen Verhältnisse (Stau) bestimmt. Damit folgt

$$c_1 = \frac{1}{1 + \iota_1 + \iota_2} \sqrt{2g(H - h - h_r)}.$$

Für $\frac{1}{1 + \iota_1 + \iota_2}$ darf gesetzt werden 0,94 bis 0,96.

Wähle α zwischen 12° und 28°; der Winkel nähert sich mit wachsendem Gefälle und abnehmender Wassermenge der unteren Grenze; damit ergibt sich zufolge $\operatorname{tg}\beta = 2 \operatorname{tg}\alpha$ oder $\beta = 2\alpha$[1]) ein vorläufiger Wert für β, und es folgen entweder analytisch oder graphisch die Geschwindigkeiten w_1 und u_1.

Der mittlere Durchmesser liegt etwa zwischen

$$D_1 = 2{,}8 \sqrt{\frac{Q}{c_1}} \text{ bis } 4{,}4 \sqrt{\frac{Q}{c_1}},$$

ersterer Wert für große Wassermengen und kleine Gefälle, letzterer für die entgegengesetzten Verhältnisse.

D_1 steht mit der ermittelten Umfangsgeschwindigkeit im Zusammenhange

$$D_1 \pi n = 60\, u_1.$$

Man wählt für D_1 eine durch 50 oder 100 teilbare Zahl.

Oder man geht von der Umfangsgeschwindigkeit aus, welche im Maximum $u_1 = 0{,}43 \sqrt{2gH}$ bezw. $u_1^1 = 1{,}90$ beträgt, und berechnet aus der geforderten Umlaufzahl den Durchmesser D_1.

Für die Turbine mit radialer Schaufelstellung im Spalt folgt dann

$$\frac{w_2^2}{2g} + \iota_3 H = \frac{w_1^2}{2g} + h_r + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

und mit $\iota_3 H = \zeta \frac{w_2^2}{2g}$

$$w_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} \sqrt{w_1^2 + 2g\,h_r + u_2^2 - u_1^2}.$$

Hierin ist $\frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} \sim 0{,}96$ zu setzen.

Zur Bestimmung von u_2 ist Feststellung von D_2 erforderlich durch Aufzeichnung des mittleren Wasserfadens gemäß den S. 902 an Hand der Fig. 786 gemachten Ausführungen. Ein anderer Weg geht von

---

[1]) Die Bedingung $\beta = 2\alpha$ liefert im Falle der Grenzturbine mit $h_0 = 0$, also vollständig ausgefülltem Kanal, $\sin\alpha = \sin(\beta - \alpha)$ und $w_1 \frac{\sin\alpha}{\sin(\beta-\alpha)} = w_1 = u_1$. Mit $w_2 = w_1 = w$ und $u_2 = u_1$ folgt damit $w_2 = u_2$, d. h. $c_2 = 0$, was praktisch nicht möglich ist. Weiter folgt noch

$$c_1 = \sqrt{\eta_h} \sqrt{g H_n \frac{\sin 2\alpha}{\sin\alpha \cos\alpha}} = \sqrt{\eta_h} \sqrt{2 g H_n};$$

die absolute Eintrittgeschwindigkeit entspricht dem ganzen arbeitenden Gefälle wie erforderlich.

der Voraussetzung aus, daß w konstant ist und die Bewegung des Wassers auch in radialer Richtung reibungslos erfolgt.

Das Wasserteilchen von der Masse 1 ist einer radial auswärts gerichteten Trägheitskraft unterworfen von der Größe p_r, sofern die Schaufel radial gestellt ist, bezw. $R_h \cos\lambda = R'_h$, wenn die Schaufel mit R_h den Winkel λ einschließt.

Die radiale Wassergeschwindigkeit ist dann zufolge $P\,dt = m\,dv$ bestimmt durch

$$w_r = \int R'_h\,dt.$$

Innerhalb der Zeit dt wird in Richtung der Schaufel (auf der konachsialen Cylinderfläche) ein Weg zurückgelegt $dl = w\,dt$; daher ist auch

$$w_r = \frac{1}{w}\int R'_h\,dl.$$

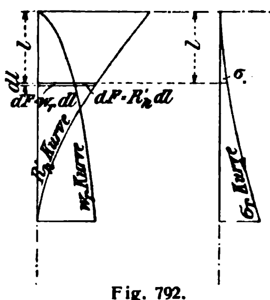


Fig. 792.

Das Integral erhält man (Fig. 792) durch Planimetrieren der Kurve, welche zu Abcissen die Wege l und zu Ordinaten die Kräfte R'_h besitzt. Es folgt damit die w_r-Kurve mit den Abcissen l.

Mit w_r ergibt sich schließlich die radiale Ausweichung

$$\sigma_r = \int w_r\,dt = \frac{1}{w}\int w_r\,dl$$

durch graphische Integration der w_r-Kurve. Die Bestimmung von R'_h erfolgt mittels Diagramms aus R_h.

Mit σ_{r_2} ist R_2 sowie u_2 bestimmt, und es folgt w_2, welches mit u_2 eine Geschwindigkeit c_2 ergibt, innerhalb der als zulässig erachteten Größe und möglichst senkrecht zu u_2.

Ergibt sich $\frac{c_2^2}{2g}$ zu groß, so kann Verminderung erfolgen durch Änderung von γ unter Beachtung, daß der Strahl den Schaufelrücken nicht berührt; es muß sein: lichte Weite des Austrittquerschnittes $= \frac{D_2\pi}{z}\sin\gamma - s_2 >$ Strahldicke s', welche durch Q, b_2 und w_2 bestimmt ist.

Die Breite des Leitapparates (vergl. S. 847) wählt man mit dem mittleren Durchmesser wachsend und mit zunehmendem Gefälle abnehmend, etwa

$$b_0 = \frac{D_0}{8 + 0{,}2H} \text{ bis } \frac{D_0}{13 + 0{,}2H}$$

mit D und H in m.

Zur Kontrolle der gewählten Abmessungen hat man im Falle voller Beaufschlagung die Beziehung

$$Q = \pi D_0 b_0 c_0 \sin\alpha \frac{a_0}{a_0 + s_0},$$

worin $\frac{a_0}{a_0 + s_0} \sim 0{,}85$ die Verengung infolge der endlichen Schaufelstärke berücksichtigt.

Die Breite b_1 hängt ab von der Art der Ventilation (Fig. 785), ob durch den Kranzspalt oder durch besondere Löcher im Kranz; im ersten Falle kann man setzen

$$b_1 = b_0 + 6 \text{ bis } 20 \text{ mm},$$

im zweiten

$$b_1 = (1{,}25 \text{ bis } 1{,}5)\, b_0.$$

Die Schaufelteilung ist mit Rücksicht auf gute Wasserführung kleiner als bei der gleich großen Überdruckturbine[1]), d. h. die Schaufelzahl ist größer. Nach Girard soll die Austrittstelle der Schaufel vertikal unter der Eintrittstelle der vorhergehenden liegen.

Es ist etwa

$$t = \left(\frac{1}{24} \text{ bis } \frac{1}{15}\right) D,$$

unter Beachtung der Beziehung

$$z t = D \pi,$$

worin z die durch 2 teilbare Schaufelzahl bezeichnet.

Die Teilung wird um so kleiner oder z um so größer gewählt, je größer das Gefälle ist; die unterste Grenze ist durch die Werkstatt rücksichtlich der geringsten Austrittweite a_2 gezogen. Es gilt hierfür die Beziehung

$$\frac{a_2 + s_2}{\sin \gamma} = t_2.$$

Die Radhöhen betragen etwa $h_l \sim \frac{D}{14}$ und $h_r \sim \frac{D}{10} \sim (4 \text{ bis } 6{,}0)\, a_2$; ihre endgültige Festlegung erfolgt durch Aufzeichnen der Schaufelung.

Bei hohen Gefällen und kleiner Wassermenge fällt für die voll, d. h. auf dem ganzen Umfange beaufschlagten Turbinen unter sonst gleichen Verhältnissen die Breite b_0 sehr klein aus; bei gegebener Wassermenge führt die Vergrößerung von b_0 auf das übliche Maß entweder zu kleinerem Durchmesser und damit höherer Umlaufzahl der voll beaufschlagten Turbine oder bei dem früheren Durchmesser und der entsprechenden Umlaufzahl zu teilweiser, partieller Beaufschlagung.

Partialturbinen. Das Diagramm entspricht dem der Vollturbine, welche für den gerade vorliegenden Fall zunächst berechnet wird. Es folgt für diese

$$b_0 = \frac{Q}{\pi D_1 c_1 \sin \alpha} \cdot \frac{a_0 + s_0}{a_0},$$

---

[1]) Die aus dem Leitapparat austretenden Wasserteilchen bewegen sich mit $c_0 = c_1$ nach Größe und Richtung weiter und werden um so später und unter um so größerem Stoßverlust durch die Laufradschaufel in Geschwindigkeit w nach Größe und Richtung abgelenkt, je größer die Teilung ist (vergl. S. 837).

worin $\frac{a_0 + s_0}{a_0} \sim 1{,}10$ bis $1{,}20$ gesetzt werden darf und D_1 bestimmt ist durch $D_1 \pi n = 60 u_1$ mit $u_1 = 0{,}43 \sqrt{2 g H}$ bezw. $u_1{}^1 = 1{,}90$ m. Ergibt die Rechnung

$$b_0 \overline{\overline{<}} \frac{D_1}{18} \text{ bezw. } b_3 \overline{\overline{<}} \frac{D_1}{9},$$

so greift man zur Partialturbine, für welche gewählt wird

$$\frac{b_0}{D_1} = \frac{1}{12} \text{ bis } \frac{1}{15}.$$

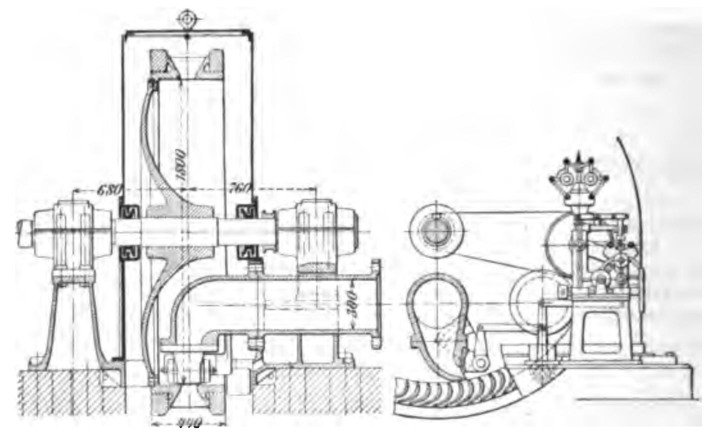


Fig. 793.

Nach Aufzeichnung der Schaufelung kontrolliert man b_0 mittels der Beziehung

$$b_0 = \frac{Q}{z_0 \, a_0 \, c_1},$$

worin

$a_0 = s_0'$ die Strahlstärke,
z_0 die Anzahl der Leitradöffnungen, M u n d s t ü c k e,

bezeichnet.

Bei großen Gefällen geht man vom Strahlquerschnitt $f_0 = \frac{Q}{c_1} = z_0 b_0 s_0'$ aus. Die Abmessungen desselben richten sich nach der Regulierung; es findet sich $\frac{s_0'}{b_0}$ zwischen 0,25 und 0,75 liegend.

Mit Hilfe von $b_0 = \left(\frac{1}{12} \text{ bis } \frac{1}{15}\right) D_1$ wird z_0 gefunden, auf eine ganze Zahl festgesetzt und damit b_0 und s_0' endgültig bestimmt.

Partiell beaufschlagte Turbinen werden vorteilhaft nur mit Druck-(Aktions)wirkung ausgeführt (vergl. S. 854).

Als Achsialturbinen sind sie selten und werden kaum noch ausgeführt.

2. Radialturbinen.

Diese werden fast ausnahmslos als Partialturbinen ausgeführt, und zwar gehören hierher das von außen beaufschlagte Tangentialrad, sowie die von innen beaufschlagte Radialturbine mit stehender Welle. Beide Turbinen werden nur noch selten gebaut.

Wesentlich größere Bedeutung besitzt die innen beaufschlagte Radialturbine mit liegender Welle — Schwamkrugturbine.

Eine von Piccard & Pictet in Genf für die „Walliser Industriegesellschaft in Vernayaz" konstruierte Turbine zeigt Fig. 793. Die Konstruktionsdaten sind[1]):

$$H = 500 \text{ m}, \; Q = 0{,}200 \text{ cbm}, \; N = 1000 \text{ PS}_n, \; n = 500.$$

Mit 1800 mm Laufraddurchmesser folgt

$$u_1 = 47{,}12 = 0{,}475 \sqrt{2\,g\,H} \text{ oder } u_1{}^1 = 2{,}10 \text{ m}.$$

Die Wassermenge auf 1 m Gefälle ist $Q_1{}^1 = 8{,}94$ l.

Zu beachten ist bei den hohen Geschwindigkeiten die Beanspruchung des Laufradkranzes infolge der Centrifugalkraft; er wird deshalb durch Schrumpfringe armiert.

Hinsichtlich Anordnung, konstruktiver Einzelheiten und Regulierung der radialen (und größtenteils partiell beaufschlagten) Druckturbinen sei verwiesen auf

J. J. Reifer, „Die 1000pferdige Hochdruckturbine in Terni, ausgeführt von J. J. Rieter & Cie. in Winterthur". Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1887, S. 405.

„Turbinenanlage der Zementfabrik und Zwirnerei in Weizen, ausgeführt von der Fürstl. Fürstenbergischen Maschinenfabrik Immendingen". Ebendaselbst 1893, S. 1533 u. ff.[2]).

J. Fr. Hey, „Die Turbinen auf der Schweizerischen Landesausstellung in Genf 1886". Ebendaselbst 1896, S. 1005.

A. Pfarr, „Neuere Turbinenanlagen, ausgeführt von der Maschinenfabrik J. M. Voith in Heidenheim a. Brenz", und zwar die Schwamkrugturbine für das Elektrizitätswerk Kapstadt. Ebendaselbst 1898, S. 1792.

Nach Fig. 793 folgt die Wassergeschwindigkeit im Zuleitungsrohr

$$c_l = \frac{200}{\frac{3^2\,\pi}{4}} = 2{,}83 \text{ m}.$$

Für Schwamkrugturbinen beträgt $\alpha = 16^0$ bis 20^0, u_1 nimmt man bis zu $0{,}42 \sqrt{2\,g\,H}$ bezw. $u_1{}^1 = 1{,}86$ m.

---

[1]) Vergl. die wiederholt genannten Pariser Ausstellungsberichte von F. Prásil und E. Reichel.

[2]) Vergl. die hieran wie an eine andere Anlage sich knüpfenden Auseinandersetzungen, Turbinenbremsung betr., in Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1894, S. 146, 367, 776 bezw. 1894, S. 54, 207, 594 und 776.

3. Peltonräder, Löffelräder[1]).

Hierunter sind partiell von außen beaufschlagte Strahlturbinen mit Schaufeln gemäß Fig. 794 zu verstehen. Der Strahl tritt aus einer Düse

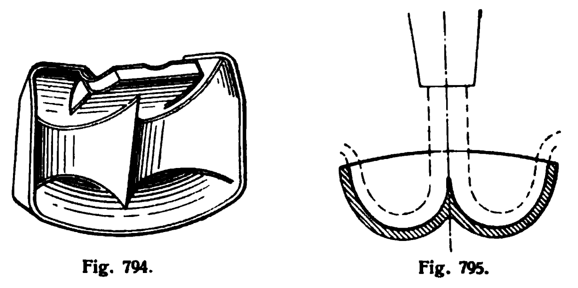


Fig. 794. Fig. 795.

von rundem oder rechteckigem Querschnitt gegen die Schaufel und wird durch die Schneiden in zwei seitlich abfließende Teile zerlegt (Fig. 795).

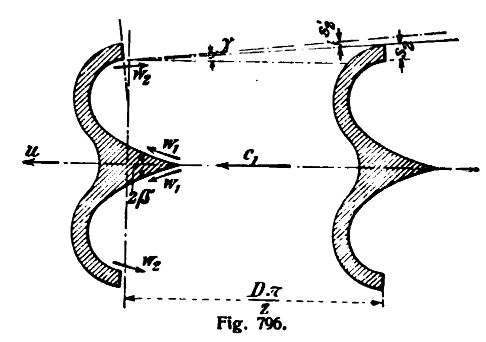


Fig. 796.

Der Schneidenwinkel $2\beta'$ (Fig. 796) liegt zwischen 20° und 30°. Die Geschwindigkeit des aus der Düse tretenden Wassers beträgt

$$c_0 = c_1 = (0,92 \text{ bis } 0,95)\sqrt{2g(H-h)}.$$

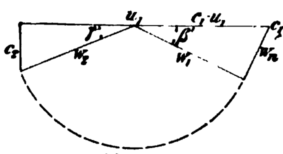


Fig. 797.

Das Geschwindigkeitsdiagramm für den Fall, daß c_1 in die Richtung von u_1 fällt, die Eintrittgeschwindigkeit den Eintrittumfang berührt, ist aus Fig. 797 ersichtlich.

Die relative Strahlgeschwindigkeit $c_1 - u_1$ ist zu zerlegen in zwei Komponenten, die relative Geschwindigkeit w_1 längs der Schaufel und die dazu normale,

[1]) Vergl. F. Reuleaux, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 1181, 1551 u. ff., sowie 1893, S. 172; L. Hartmann, „Theoretische Untersuchungen am Peltonrad“, Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen, Bd. II, 1. und 15. April 1905.

von dem Winkel β' abhängige Komponente, deren Geschwindigkeitshöhe verloren wird. Es folgt

$$w_1 = (c_1 - u_1)\cos\beta', \quad w_n = (c_1 - u_1)\sin\beta'.$$

Für den Größtwert $2\beta' = 30^0$ und $u_1 = \frac{c_1}{2}$ folgt

$$\frac{w_n^2}{2g} = \frac{1}{4}\frac{c_1^2}{2g}\sin^2\beta' = 0{,}017\frac{c_1^2}{2g}.$$

Sofern die Bewegung reibungslos erfolgt, ist $w_2 = w_1$ und damit für einen bestimmten Austrittverlust $\frac{c_2^2}{2g}$ das Diagramm und Winkel γ (Fig. 796) festgelegt. Anderseits ist Winkel γ bei gegebener Teilung dadurch bestimmt, daß sich (Fig. 796) der austretende Strahl von der Dicke s_2' an die folgende Schaufel nicht anlegt.

Bei Formgebung der Schaufel ist darauf zu achten, daß in keinem Punkte ein Loslösen des Strahles von der Schaufelfläche stattfindet; die auf das Wasserteilchen wirkenden Beschleunigungskräfte müssen in ihrer Gesamtheit einen positiven Bahndruck ergeben.

Man geht vom Strahlquerschnitt aus; er beträgt

$$f_0 = \frac{Q}{c_1} = \frac{Q}{0{,}95\sqrt{2g(H-h)}}$$

und wird vorteilhaft rechteckig gemacht mit Rücksicht auf die Regulierung, welche durch Änderung von s_0 erfolgt.

Man findet für den Strahlquerschnitt das Verhältnis

$$b_0 = (1 \text{ bis } 2{,}5)\, s_0.$$

Der Strahleintritt erfolgt derart, daß dessen Mittel den mittleren Kranzkreis berührt; der Durchmesser des letzteren steht mit der Umlaufzahl im Zusammenhange

$$D\pi n = 60\, u,$$

worin

$$u \sim 0{,}45\sqrt{2g(H-h)}$$

einzusetzen ist.

Eine obere Grenze für u ist durch die Festigkeit des Kranzes oder der Befestigung der Schaufeln mit diesem, gegenüber den Fliehkräften, gezogen.

Die Schaufelteilung ist insofern von den Strahlabmessungen abhängig, als der Strahl die folgende Schaufel eben treffen soll, wenn er die vorhergehende im tiefsten Punkte der Beaufschlagung verläßt. Diese Bedingung führt zu verhältnismäßig großen Teilungen und ist nicht immer zu erfüllen.

Über die Relativbewegung des Strahles gegenüber dem Rad und die daraus für die Schaufelteilung sich ergebenden Folgerungen vergl. die Untersuchung von R. Escher, Schweizerische Bauzeitung Bd. XLV, Nr. 17.

Für den Fall, daß der Strahl den mittleren Kreis nicht berührt, ergibt sich das Diagramm nach Fig. 798 und 799 folgendermaßen:

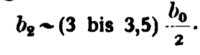
Aufzeichnung des Strahlmittels hinsichtlich des im Durchmesser festgesetzten Rades,

Abtragung der halben Strahldicke nach beiden Seiten und Antragung der aus dem Diagramm sich ergebenden Richtung von w_1' und w_1.

Die Erzeugende der Schaufel (Eintrittkante) soll möglichst senkrecht zur Richtung von w_1' stehen, wogegen die Austrittkante radial steht. Ihre Länge ist bestimmt durch die Austrittgeschwindigkeit, für welche gesetzt wird

$$\frac{c_2^2}{2g} = (0{,}02 \text{ bis } 0{,}03)\,\sqrt{2g(H-h)};$$

sie beträgt



$$b_2 \sim (3 \text{ bis } 3{,}5)\,\frac{b_0}{2}.$$

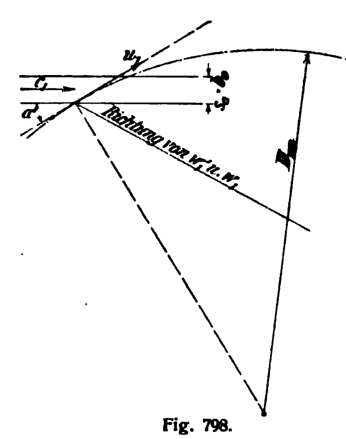


Fig. 798.

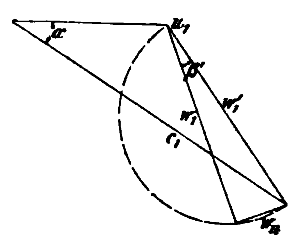


Fig. 799.

Die Schaufeltiefe wird (4 bis 6) s_0 gemacht.

Zur Verzeichnung der Schaufeln nimmt man (Fig. 798 und 799 für Löffelräder) gleichmäßige Ausbreitung des Strahles an; man verzeichnet

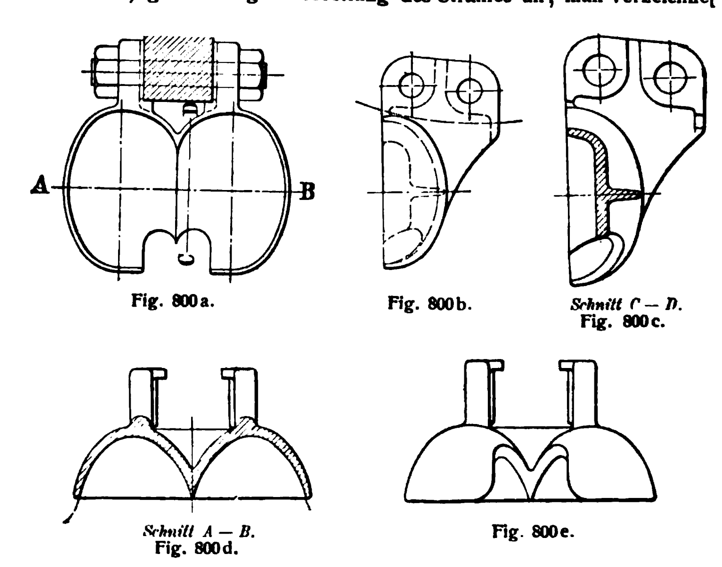


Fig. 800a. Fig. 800b. Schnitt C — D. Fig. 800c.

Schnitt A — B. Fig. 800d. Fig. 800e.

die Wasserfäden im Grundriß senkrecht zur Austrittkante endigend, für welche je der halbe Umfang anzunehmen ist.

Bei größerer zu verarbeitender Wassermenge ordnet man mehrere Düsen hintereinander an oder spart die Schaufeln für den Strahl aus (Fig. 800)[1]).

Ein Löffelrad, Konstruktion der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie. in Zürich, ist in Fig. 801a und 801b dargestellt[2]).

Der eingebaute Schirm dient zur Abfangung des austretenden Wassers und Ableitung seitlich der Schaufeln.

Die Regulierung der Aktions- oder Freistrahlturbinen entspricht im Falle der achsialen Anordnung derjenigen der Überdruckturbine; die dort gemachten Ausführungen treffen auch hier zu, die Regulierarbeit ist verhältnismäßig groß und mit selbsttätigem Regulator nur in seltenen Fällen zu ermöglichen. Wesentlich günstiger liegen diese Verhältnisse bei den Schwamkrugturbinen, Löffel- und Peltonrädern.

Betreffs ausführlicher Einzelheiten in Konstruktion der verschiedenen Turbinensysteme und deren Regulierungseinrichtungen sei hingewiesen auf W. Müller, „Die Francis-Turbinen und die Entwicklung des modernen Turbinenbaues", 2. Aufl., Hannover 1905, Gebr. Jänecke und auf W. Wagenbach, „Turbinenanlagen", Berlin 1905, Julius Springer.

Die Frage der Regulierung hat infolge der durch die Elektrotechnik gestellten Anforderungen eine hohe Bedeutung erlangt. Für eine rationelle Ausnützung der Wasserkraft kommen nur Regulatoren in Frage, die direkt auf die Wasserkraft einwirken und in diesem Falle wieder solche, die die Wassermenge dem jeweiligen Kraftbedarf anpassen bei möglichster Ausnützung des vorhandenen Nutzgefälles. Hiernach sind Bremsregulatoren, mittels deren die Differenz zwischen der unveränderlichen, der Wasserkraft entsprechenden Turbinenleistung und dem veränderlichen Kraftbedarf in irgend einer Weise abgebremst und in Wärme verwandelt wird, nicht wirtschaftlich und ist deren Anwendung nur gerechtfertigt, wenn Wasser im Überfluß vorhanden ist. Für die fast ausschließlich in Frage kommenden Einrichtungen der auf die Beaufschlagung wirkenden Regulierung ist mit Rücksicht auf den bei Turbinen zu überwindenden Widerstand, besonders bei den voll beaufschlagten Turbinen und unter diesen bei den fast ganz verdrängten Achsialturbinen, ein direkt wirkender Regulator wegen dessen geringer Verstellungskraft in den meisten Fällen ausgeschlossen; nur bei kleiner Wassermenge und sehr hohen Gefällen kann allenfalls die Regulierung in der bei Dampfmaschinen bewirkt werden, in allen anderen wird die Regulierarbeit von der Turbine selbst oder einer anderen Kraftquelle geleistet in der Weise, daß das Tachometer oder Pendel im Falle der Störung des Beharrungszustandes durch Steigen oder Fallen der Hülse eine Hilfsmaschine, Servomotor, mit der Kraftquelle kuppelt und damit ein Schließen oder Öffnen des Leitapparates bewirkt. Damit nun die Regulierbewegung unterbrochen wird, wenn der Leitapparat

---

[1]) Engineering 1903, S. 401 u. f. Der Aufsatz gibt einen interessanten Überblick über die Entwicklung der Peltonräder und einige damit gemachter Erfahrungen.

[2]) F. Prásil, „Die Turbinen und deren Regulatoren auf der Schweizerischen Landesausstellung in Genf 1896". Sonderabdruck aus der Schweizerischen Bauzeitung, Bd. XXVIII, Nr. 20 bis 26.

auf eine seinem neuen Beharrungszustand entsprechende Öffnung eingestellt ist, muß die Kupplung des Servomotors mit der Kraftquelle durch das Pendel unterbrochen werden, das an sich das Bestreben hat, bei Ausschlag aus seiner Beharrungsstellung dauernd auf den Servomotor zu wirken. Diese Unterbrechung wird erreicht durch die Rückführung; das den Servomotor mit dem Leitapparat verbindende Gestänge ist in

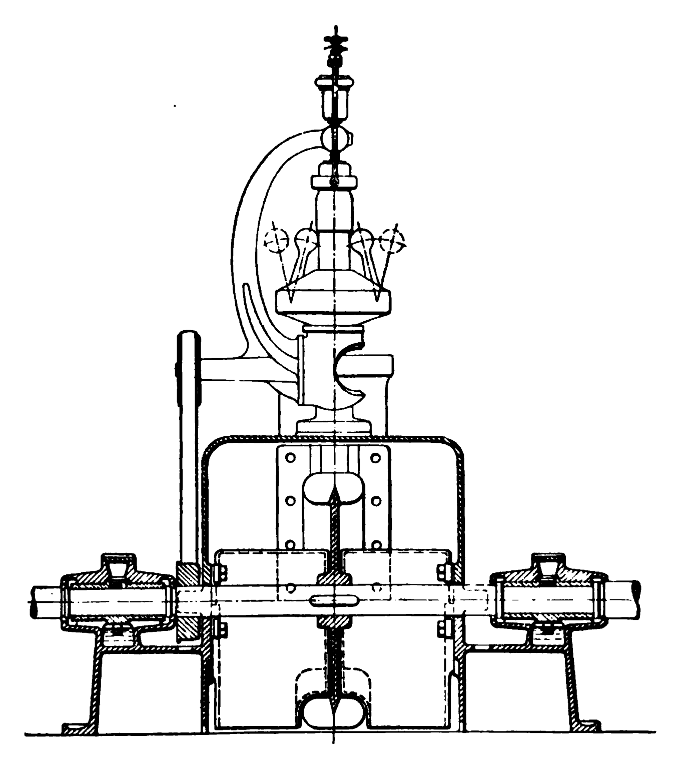


Fig. 801 a.

geeigneter Weise mit dem Regulierhebel verbunden und führt diesen in die Mittelstellung zurück, die der ausgeschlagenen Tachometerhülse entspricht. Das Tachometer befindet sich also in einer neuen Gleichgewichtslage bei etwas höherer oder niederer Umlaufzahl, je nachdem die Regulierung den Leitapparat zu schließen oder zu öffnen bestrebt ist. Die dem Servomotor zugeführte Energie kann etweder eine von der Turbine direkt oder von einer Zwischenmaschine angetriebene

Transmissionswelle oder eine Druckflüssigkeit liefern; man unterscheidet hiernach mechanische und hydraulische Regulatoren. Als Druckflüssigkeit kommt Wasser und Öl in Betracht; bei größeren Gefällen wird das Aufschlagwasser hierzu benutzt und zu diesem Zweck filtriert. Bedingung ist dabei, daß die Servomotoren nicht unverhältnismäßig groß ausfallen, andernfalls greift man zu einer besonderen Druck-

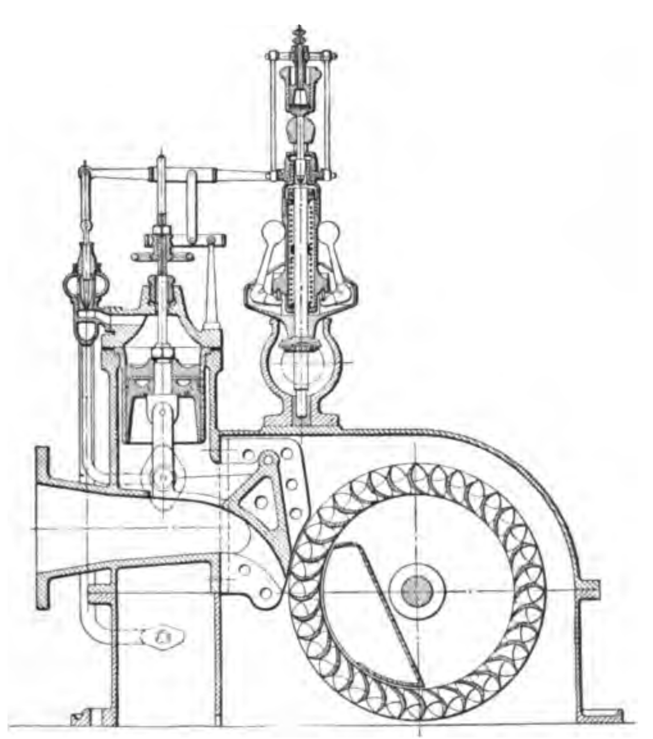


Fig. 801 b.

flüssigkeit, die stets wieder verwendet wird in der Weise, daß der Teil, welcher seine potentielle Energie während eines Regulierspieles abgegeben hat, durch besondere Pumpen wieder auf die erforderliche Pressung gebracht wird. Wegen der möglichen Rostbildung bei Verwendung von Wasser, die die exakte Steuerung der Zu- und Ableitung nach bezw. vom Servomotor stören kann, ist Öl vorzuziehen, das unter einer Pressung von 20 ÷ 30 atm steht.

Wegen der Unempfindlichkeit des Regulators, der Reibung und toten Ganges in den Gelenken des Getriebes, der Trägheit der Regulatormassen ist die Beendigung des Reguliervorganges mit Erreichung der Leitschaufelöffnung, die dem neuen Beharrungszustand entspricht, nicht zu erwarten, der Regulator schießt über das Ziel hinaus; diese Überregulierung ist um so bedeutender, je stärker einflußnehmend die genannten Umstände und je größer die Schlußzeit des Regulators unter sonst gleichen Umständen ist, das ist die zum Schluß des ganz geöffneten Leitapparates erforderliche Zeit. Diese ist bei mechanischen Regulatoren erheblich größer als bei hydraulischen, andernfalls die Getriebe verhältnismäßig schwer ausfallen, wodurch die Trägheit des Getriebes erhöht wird. Zur Aufnahme bezw. Abgabe des Unterschiedes zwischen Turbinenleistung und Energieverbrauch während der Regulierperiode werden Schwungräder angeordnet, die den Überschuß in Form von lebendiger Kraft aufspeichern bezw. bei Fehlbetrag solche abgeben. Das Überregulieren ist außerdem noch bedingt durch die Trägheit der im Druck- und Saugrohr befindlichen Wassermasse, namentlich bei langen Druckleitungen und hoher Wassergeschwindigkeit in ihnen; den mit dieser Trägheit verknüpften Gefällschwankungen, Steigerung bei Verminderung und Abnahme bei Vergrößerung der Beaufschlagung, sucht man zu begegnen durch Steigrohre in der Nähe der Turbine, Ausgleichbehälter, Windkessel oder vom Regulator gesteuerte Freilaufventile[1]).

Uber die hierauf bezüglichen Arbeiten, insoweit sie den Reguliervorgang im allgemeinen betreffen, sei verwiesen auf

J. Isaachsen, „Die Bedingung für eine gute Regulierung“, Berlin 1899, Julius Springer.

Benno Rülf, „Der Reguliervorgang bei Dampfmaschinen, Berlin 1902, Julius Springer.

F. Thümmler, „Fliehkraft und Beharrungsregler“, Berlin 1903, und

A. Koob, „Das Regulierproblem in vorwiegend graphischer Behandlung“, Z. d. V. d. I. 1904, S. 296 u. ff.

Betreffs der Untersuchung von Turbinenregulierungen unter mehr oder weniger vereinfachenden Voraussetzungen seien genannt die Arbeiten von

A. Pfarr, „Regulierung und Regulatoren“, Z. d. V. d. I. 1891, S. 891 u. ff.

A. Pfarr, „Der Reguliervorgang der Turbinen mit indirekt wirkendem Regulator“, Z. d. V. d. I. 1899, S. 1553 u. ff.

A. Houkowsky, „Die Regulierung der Turbinen“, Z. d. V. d. I. 1896, S. 839 u. ff.

A. Stodola, „Über Regulierung von Turbinen“, Schweizerische Bauzeitung, Bd. XXIII, Nr. 17 und 18.

O. Goeriz, „Einfluß der Wasserträgheit auf die Regulierung von Turbinenanlagen“, Wien 1904, Lehmann & Wentzel.

---

[1]) Vergl. die S. 818 genannten Ausführungen größerer Rohrleitungsanlagen.

Schmoll von Eisenwerth, „Beitrag zur Theorie und Bewegung der hydraulischen Regulatoren von Wasserkraftmaschinen“, Dinglers polytechnisches Journal 1904, S. 257 u. ff.

Außerdem sei hinsichtlich der Regulatoren verwiesen auf die wiederholt genannten Berichte von Prásil über die Genfer und Pariser Ausstellung, auf den Vortrag von Schmitthenner, Z. d. V. d. I. 1903, S. 893 u. ff., und die Mitteilung von A. Bachert, Z. d. V. d. I. 1904, S. 1546 u. ff.

Für kleine und mittlere Gefälle bis zu 60 m und, falls die Umlaufzahl für die gerade vorliegenden Verhältnisse nicht zu hoch ansfällt, auch noch bis 100 m Gefälle kommt fast ausschließlieh die Francis-Turbine als Wasserkraftmaschine in Betracht; die Fälle, in denen man sich für innen beaufschlagte Radialturbinen entschlossen hat und z. B. auch heute noch zu diesen greift, sind S. 893 genannt. Über 100 m Gefälle ist die Anwendung der Schwamkrugturbine und des Pelton- oder Löffelrades angezeigt. Achsialturbinen sowohl als Druck- wie als Überdruckturbinen kommen gegenüber den Francis-Turbinen im Hinblick auf deren Vorzüge kaum noch in Betracht, als die zu nennen sind: die leichte Regulierbarkeit und die Möglichkeit der Aufstellung über dem Unterwasser, so daß die Turbinenkammer in der Mehrzahl der Fälle trocken gelegt werden kann; die Nutzeffekte dagegen sind, wie ausgeführte Untersuchungen gezeigt haben, für Vollbeaufschlagungen, wenigstens bei sachgemäßer Konstruktion, kaum voneinander verschieden. Im Falle veränderlichen Unterwasserstandes muß auf alle Fälle von der achsialen Druckturbine abgesehen werden; bei den radialen Druckturbinen macht der damit verbundene Verlust infolge Freihängens gegenüber dem hohen Gefälle, für das diese Gattung in Frage kommt, verhältnismäßig wenig aus.

Man kann nun in einzelnen Fällen im Zweifel sein, welche Konstruktion für gegebene Verhältnisse vorteilhaft ist, namentlich wenn es sich darum handelt, die für die verschiedenen Systeme mit Erfolg ausgeführten Konstruktionsverhältnisse für die in Rede stehende Turbine zu verwenden; zu diesem Zwecke müßte letztere in ihren Hauptabmessungen für die gegebenen Verhältnisse berechnet und die ermittelten Werte unter sich bezüglich Leistung und Umlaufzahl verglichen werden.

Für Zwecke dieses Vergleiches sind verschiedene Vorschläge gemacht worden; Schmitthenner[1]) ordnet die Turbinen nach sog. Systemkurven, die die Umlaufzahl verschiedener Turbinen für gleiche Leistung bei gleichem Gefälle, beispielsweise 1 m, ersehen lassen.

Baashuus[2]) empfiehlt die Einführung einer Charakteristik, einer Zahl, die Umlaufzahl, Gefälle und Wassermenge bezw. Leistung miteinander verbindet.

Camerer führt die spezifische Umdrehungszahl ein, d. h. die Umlaufzahl einer Turbine mit einer Leistung von 1 PS für 1 m Gefälle.

Über diesen Gegenstand muß auf die genannten Quellen verwiesen werden.

---

[1]) Z. d. V. d. I. 1903, S. 841 u. ff.
[2]) Z. d. V. d. I. 1905, S. 92 u. ff.

c) Untersuchung der Wasserkraftmaschinen, insbesondere der Turbinen [1]).

Es ist zu bestimmen die absolute (theoretische) Leistung $N_a = \frac{1000\,Q\,H_n}{75}$ PS, die nutzbare (effektive) Leistung N_n und das Verhältnis beider, der Wirkungsgrad (Nutzeffekt) $\eta = \frac{N_n}{N_a} = \frac{75\,N_n}{1000\,Q\,H_n}$.

Außerdem kann noch die Feststellung der Schwankungen in den Umlaufzahlen bei Be- bezw. Entlastung der Kraftmaschine notwendig werden, wenn dieselbe regulierbar ist.

Bestimmung von N_a.

1. Gefällbestimmung. Als Gefälle H_n ist der Wasserspiegelhöhenunterschied am Motor einzusetzen, event. berichtigt um den Unterschied der Geschwindigkeitshöhen des zu- und abfließenden Wassers in den durch die Höhenpunkte bestimmten Profilen. Sind die Geschwindigkeiten nur wenig verschieden, so genügt die Feststellung des Unterschiedes der Wasserspiegelhöhen durch Einnivellieren zweier Fixpunkte, auf welche die Wasserspiegel bezogen werden. Es geschieht dies durch Messen vom Fixpunkt bis zum Wasserspiegel mittels eines denselben von oben berührenden Maßstabes oder einer von unten auftauchenden Spitze, welche am anderen abgebogenen Ende mit Zeiger versehen ist, oder mittels Schwimmers in einem Gehäuse samt Zeiger.

2. Wassermessung [2]). Mittels Überfalles. Der Graben wird auf seine ganze Breite durch eine Holzwand abgeschlagen, so daß die gesamte Wassermenge über dieselbe auf ganzer Breite fällt (unvollständiger Überfall) oder durch eine in der Wand angebrachte, bis über den Wasserspiegel reichende Öffnung entweicht (vollständiger Überfall, solcher mit Seitenkontraktion, wenn die Überfallbreite gering ist gegenüber der Grabenbreite). Vergl. S. 805.

Damit das gesamte Wasser überfällt, muß die Wand allseitig abgedichtet sein.

Die überfließende Wassermenge ist allgemein

$$Q = \mu\, b\, h \sqrt{2\,g\,h},$$

worin

b die Überfallbreite in m,
h die Überfallhöhe in m,
μ einen durch Versuche zu bestimmenden Ausflußkoeffizienten

bezeichnet; von Einfluß auf denselben ist die Überfallhöhe, die Höhenlage der Überfallkante über Gerinneboden oder Grabensohle, bei vollständigen Überfällen außerdem noch die Breite des Überfalles und die des Zulaufgerinnes (vergl. oben). Letztere Einflüsse machen sich bei unvollständigen Überfällen nur bei geringen Breiten geltend, daher unvollständige Überfälle für Wassermessungen sich besonders eignen. Zur Erzielung von Kontraktion werden die Überfallkanten wasseraufwärts zugeschärft. Der Wasserspiegel senkt sich nach der Überfall-

---

[1]) C. Schmitthenner, „Das Bremsen der Turbinen", Dinglers polytechnisches Journal 1899, Bd. 314, Heft 1 und 2.

[2]) W. Hansen, „Bestimmung von Wassermengen mittels Überfälle ohne Seitenkontraktion", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 1057 u. ff.

wand hin ab, daher die Überfallhöhe in 1,50 bis 2,00 m Abstand von der Überfallkante wasseraufwärts zu messen ist.

Während bei Überfällen mit Seitenkontraktion die Luft ungehindert unter den überfallenden Strahl treten kann, so daß derselbe auf seiner unteren Seite gleichfalls kontrahiert wird, ist dies bei solchen ohne Seitenkontraktion nicht der Fall; es muß Luft zugeführt werden, andernfalls sich der Strahl an die Überfallwand anlegt. Mit gehinderter Kontraktion ist aber Vergrößerung der Überfallmenge verknüpft.

Die Feststellung der Überfallhöhe hinsichtlich eines einnivellierten Fixpunktes erfolgt sinngemäß in oben ausgeführter Weise; die Überfallkante ist gleichfalls einzunivellieren.

Zur Beruhigung des aus der Turbine austretenden, zu messenden Wassers werden jalousieartige Roste eingebaut, welche wenig Widerstand bieten dürfen.

Die Überfälle ohne Seitenkontraktion bedingen genau rechteckiges Grabenprofil mit möglichst glatten Wänden; dann kann man nach Versuchen von Hansen (a. a. O.) setzen für Überfallhöhen zwischen 82 und 291 mm und sehr wahrscheinlich auch noch darüber

$$\mu = \frac{0{,}41137}{1 - 0{,}35815\sqrt{h^3}}.$$

Die Höhe der Überfallkante über Gerinnesohle betrug bei dessen Versuchen 514 mm.

Die Hansenschen Ergebnisse decken sich mit denen von Bazin[1]) nicht, welche durchgängig größere Ausflußkoeffizienten ergeben, also unter sonst gleichen Umständen den Wirkungsgrad der Kraftanlage schlechter erscheinen lassen.

Schließlich liegen noch für unvollständige Überfälle Beobachtungen von Frese vor[2]); hiernach ist mit t als Wassertiefe

$$Q = \frac{2}{3}\left(0{,}615 + \frac{0{,}0021}{h}\right)\left[1 + 0{,}55\left(\frac{h}{t}\right)^2\right] b\,h\sqrt{2gh},$$

also

$$\mu = \frac{2}{3}\left(0{,}615 + \frac{0{,}0021}{h}\right)\left[1 + 0.55\left(\frac{h}{t}\right)^2\right].$$

Die mit vollständigen Überfällen erzielten Resultate hat Braschmann zusammengefaßt in den Ausdruck

$$Q = \left(0{,}3838 + 0{,}0386\frac{b}{B} + 0{,}00052\frac{1}{h}\right) b\,h\sqrt{2gh},$$

welcher sich, da hierin $\frac{h}{t} = \frac{\text{Überfallhöhe}}{\text{Wassertiefe}}$ nicht vorkommt, versteht in den Grenzen $\frac{h}{t} < \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{5}$.

Überfallmessungen sind nur möglich bei nicht zu großer Wassermenge und genügendem Gefälle, welches für die Turbine um die Summe

---

[1]) M. H. Bazin, „Annales des ponts et chaussées", Oktober 1888. Auszug von Dr. K. Keller, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1889, S. 513 u. ff. Außerdem a. a. O. 1890, S. 880 für besondere Überfallwände.

[2]) F. Frese, „Versuche über den Abfluß des Wassers bei vollkommenen Überfällen", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1890, S. 1285 u. ff.

aus Höhe der Überfallkante über Unterwasserspiegel und Überfallhöhe vermindert wird.

In anderen Fällen oder wenn der Einbau der Überfallwand untunlich ist, greift man zur Flügelmessung. Für diese ist ein geeignetes Meßprofil von regelmäßiger Form mit möglichst paralleler Wasserführung zu suchen, event. ist dasselbe durch Einbau paralleler

Fig. 802.

und abgedichteter Wände herzustellen. Das Profil ist auszumessen und in Felder einzuteilen (Fig. 802), in deren Mitten die Wassergeschwindigkeit durch den hydrometrischen (Woltmannschen) Flügel bestimmt wird mit Hilfe der durch Versuche gewonnenen Flügelgleichung[1].

Diese lautet entweder

$$c = a + b\,n$$

oder

$$c = a\,n + \sqrt{b + d\,n^2}\;[2],$$

worin n die Umlaufzahl, a, b und d Konstanten, sog. Flügelkonstanten bezeichnen.

Die Flügel besitzen entweder Zählwerk für die Umdrehungen, welches innerhalb einer bestimmten Zeit eingeschaltet wird, oder sie

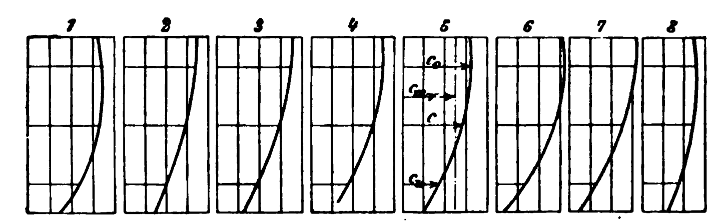


Fig. 803.

sind mit elektrischer Zeichengebung nach 50 oder 100 Umdrehungen ausgestattet, in welchem Falle die hierzu erforderliche Zeit festzustellen ist.

Die in den einzelnen Punkten der Vertikalprofile ermittelten Geschwindigkeiten werden graphisch aufgetragen (Fig. 803); man erhält

[1]) Dr. M. Schmidt, „Gleichung des Woltmannschen Flügels", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1895, S. 917 u. ff., ebendaselbst 1903, S. 1698 u. ff. und Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 11, Berlin 1903, Julius Springer.

[2]) Vergl. die genannte Quelle: A. Pfarr, Bremsergebnisse u. s. w., S. 921.

die Geschwindigkeitskurven in den einzelnen Vertikalprofilen — die obersten und untersten Kurventeile sind zu schätzen — und aus diesen die Geschwindigkeitskurve in den Horizontalprofilen (Fig. 804).

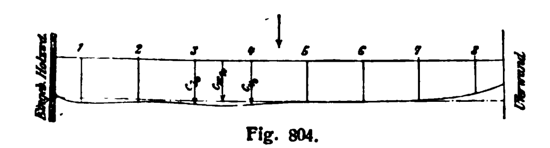


Fig. 804.

Die mittlere Profilgeschwindigkeit folgt zu

$$c_{m_v} = \frac{\int c\,d\,t}{t} \text{ bezw. } c_{m_h} = \frac{\int c\,d\,b}{b},$$

worin t die Tiefe, b die Breite des betreffenden Profiles bezeichnet.

Die tatsächliche mittlere Wassergeschwindigkeit folgt genügend genau als

$$c = \frac{\int c_{m_v}\,d\,b}{b} \text{ oder } c = \frac{\int c_{m_h}\,d\,t}{t}$$

oder als das arithmetische Mittel aller mittleren Profilgeschwindigkeiten; im Falle schräger Kanalwände empfiehlt es sich, von den mittleren Horizontalgeschwindigkeiten auszugehen.

Die Ausdrücke $\int c\,d\,t$ bezw. $\int c\,d\,b$ werden durch Planimetrieren bestimmt.

Das Näherungsverfahren von Prof. Teichmann (Teichmannsche Methode), Fig. 805 ermittelt die Geschwindigkeit in acht bestimmten Punkten des Kanalprofiles und rechnet als tatsächliche mittlere Geschwindigkeit mit dem arithmetischen Mittel aller acht Einzelbeobachtungen.

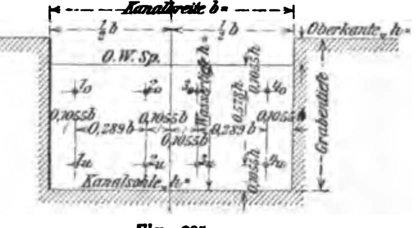


Fig. 805.

Das Verfahren beachtet die Grabenabmessungen nur nach Maßgabe der von denselben abhängigen Lage der einzelnen Punkte und scheint im Vergleich zu anderen Messungen etwas zu kleine Werte zu liefern.

Bezüglich ausgeführter Wassermessungen vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure:

1886, S. 47 u. ff., P. Roch, „James B. Francis' neueste Versuche mit einer Humphrey-Turbine und mit unvollkommenen Überfällen";

1886, S. 781 u. ff., M. Schröter, „Die Jonvalturbinen der Zwirnerei und Nähfadenfabrik Göggingen";

1892, S. 797 u. ff., A. Pfarr, „Bremsergebnisse an radialen Reaktionsturbinen";

1902, S. 845 u. ff., A. Pfarr, „Bremsversuche an einer New American-Turbine" und S. 1780 C. Herschel über den gleichen Gegenstand; 1903, S. 639 u. ff., A. Pfarr, „Bremsversuche an einer Radialturbine, gebaut von der Maschinenfabrik Briegleb Hansen & Cie. in Gotha".

Wassermessungen mittels Schwimmer u. dergl. sind ungenau und kommen nicht in Betracht.

Bestimmung von N_n.

Die Feststellung der effektiven Leistung erfolgt durch Bremsung[1]. Der Bremszaum (Pronysche Zaum) wird gegen den Umfang einer Bremsscheibe gepreßt; die Umfangsreibung würde Rotation des Zaumes im Sinne der Scheibendrehung verursachen, wenn nicht ein gleich großes Moment entgegenwirken würde. Dieses ergibt sich aus dem nutzbaren Wagedruck P des Bremshebels und dem zugehörigen Hebelarm R. Es ist also

treibendes Moment = Reibungsmoment am Scheibenumfang = Moment des Wagedruckes.

Ist

M das zu bremsende und durch den Wagedruck bestimmte Moment,
n die minutliche Umlaufzahl,

so gilt

$$N_n = \frac{M\omega}{75} = \frac{M\pi n}{30 \cdot 75} = \frac{\pi n}{30 \cdot 75} PR = \frac{R}{716{,}2} Pn.$$

Unveränderlichkeit des Reibungsmomentes M unter sonst gleichen Verhältnissen bedingt konstantes R[2]; der Stützpunkt des Bremshebels auf der Wage und das Bremsscheibenmittel liegen in einer wagerechten Ebene, andernfalls ändert sich R bei den nicht zu vermeidenden Schwingungen. Falls der Hebel nicht drückt, wird die Bremsbelastung P an einem zum Bremsscheibenmittel konzentrischen Segment aufgehängt (Fig. 810).

Das Reibungsmoment $M = PR$ hängt ab vom Reibungskoeffizienten, welcher sich mit der spezifischen Pressung in der Reibfläche, Geschwindigkeit, Temperatur und Beschaffenheit des Schmiermittels ändert, daher die Anspannung der Bremse derart reguliert werden muß, daß der Bremshebel nur wenig um seine Mittellage schwingt. Die Regulierung ist um so leichter, je gleichförmiger die Geschwindigkeit des Scheibenumfanges ist; steigende Geschwindigkeit nimmt den Hebel im Sinne der Drehung mit, weshalb Entspannung erforderlich wird, und umgekehrt. Außerdem ist die Regulierung um so bequemer, je vollkommener die Kreiscylinderform der Bremsscheibe ist; dies gilt besonders von geteilten Scheiben. Die mit letzteren verknüpften Pressungsänderungen werden durch elastische Unterlagen der Spannvorrichtung (Fig. 808) gemildert.

Die Reibungsarbeit wird größtenteils in Wärme umgesetzt, deren Abführung durch Kühlwasser erfolgt. Bei vereinigter Kühlung und Schmierung durch Wasser wird unter Umständen infolge unregelmäßigen Zuflusses oder Änderung des Reibungskoeffizienten (Verdampfung des

[1] E. Brauer, „Neuere Bremsdynamometer", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1881, S. 318 u. ff., sowie 1888, S. 56 u. ff.

[2] R. Kablitz, „Über Benutzung des Pronyschen Zaumes", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1893, S. 1327.

Wassers) die Regulierung schwierig, weshalb Schmierung und Kühlung getrennt wird, erstere am äußeren Umfang durch Öl, letztere innen durch Wasser (Fig. 806). Die Fähigkeit, Wärme abzugeben, sucht man durch Anordnung von Rippen zu erhöhen (Fig. 806, punktiert gezeichnet). Durchmesser und Mindestumlaufzahl stehen bei lotrecht rotierenden Scheiben mit innerer Kühlung im Zusammenhang gemäß der Forderung, daß das Kühlwasser vom Umfange sich nicht loslöst, d. h.

$$m\,g \leqq m\,r\,\omega^2 \text{ oder } r \geqq \frac{900}{n^2}.$$

Konstanter Wasserzufluß wird durch Anschluß der Kühlleitung an ein hochstehendes, beständig überlaufendes Gefäß (konstante Druckhöhe) erreicht.

Die über die für bestimmte Verhältnisse (N_n und n) erforderlichen Abmessungen der Bremsscheibe anzutreffenden Angaben sind vielfach widersprechend; es hängt dies offenbar u. a. mit der Veränderlichkeit des Reibungskoeffizienten zusammen. Wichtig ist gute Wärmeableitung und Fernhaltung von Deformationen, welche die spezifische Pressung und damit Schmierung beeinflussen. Bremsen mit Ölschmierung pendeln zufolge geringerer Veränderlichkeit des Flüssigkeitszustandes weniger.

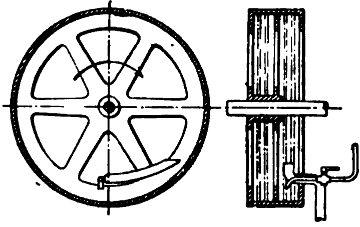


Fig. 806.

Die Übertragung der für Zapfen ermittelten Ergebnisse auf Bremsscheiben liefert nach C. v. Bach (vergl. S. 192).

$$b\,d \geqq \frac{75\,N_n}{A_s},$$

worin

$A_s = 2{,}5$ bei Wasserkühlung,
A_s bis 0,5 bei Luftkühlung und
b sowie d in cm

einzusetzen sind; bei großen Geschwindigkeiten darf erforderlichenfalls bis auf das Doppelte gegangen werden.

Mit b und d in m folgt für $A_s = 2{,}5$

$$b\,d \geqq \frac{N_n}{333}.$$

Radinger gibt an $b\,d = \frac{N_n}{300}$. Prof. Thurston hat 500 PS_n bei 100 Umdrehungen mittels einer Scheibe von 5′ = 1520 mm Durchmesser und 2′ = 610 mm Breite abgebremst, also auf 1 qm Reibfläche 172 PS_n oder auf 1 qm Projektion 540 PS_n; demnach wäre also hier $b\,d = \frac{N_n}{540}$. Die Gasmotorenfabrik Deutz bremste mit einer Scheibe von 600 mm Durchmesser und 210 mm Breite mit innerer Wasserkühlung bei glattem Innenumfang 60 PS_n; dem entspricht $b\,d = \frac{N_n}{476}$.

Mit der in Fig. 807 dargestellten Bremse wurden gebremst[1])

$N = 250$ PS$_n$ bei $n = 46$ Uml/min. (**Göggingen**, S. 852 Fußbemerk.)

und

$N = 465$ PS$_n$ bei $n = 72$ Uml/min. (**Olching**, S. 856 Fußbemerk.).

Es folgt für diese Daten

$$b\,d = \frac{N_n}{206} \text{ bei } u = 5{,}3 \text{ m bezw. } b\,d = \frac{N_n}{385} \text{ bei } u = 8{,}3 \text{ m.}$$

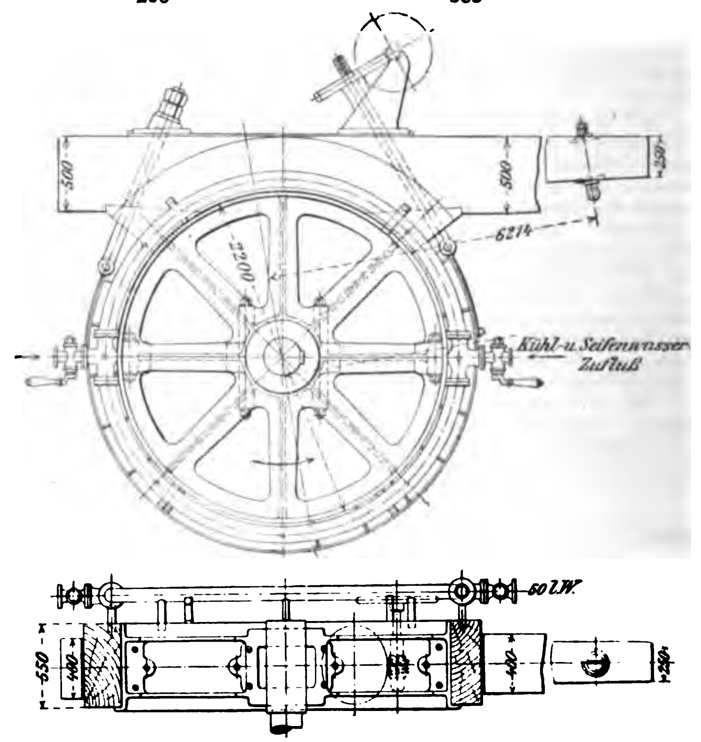


Fig. 807.

Fig. 783 zeigt den Bremszaum im **Ingenieur-Laboratorium der Technischen Hochschule Stuttgart.**

Über selbsttätig sich regulierende Bremsen s. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1900, S. 241.

Es scheint, daß diese Bremsen für kleine Leistungen befriedigend arbeiten, für mittlere und größere dagegen die Erfahrungen für richtige Abmessungen erst noch zu machen sind.

---

[1]) Bremszaum der **Maschinenfabrik Augsburg**. Die Bremsung erfolgte direkt auf der Turbinenwelle; der Hebel spielte in einer wagerechten Ebene.

Der gesamte Wagedruck setzt sich zusammen aus dem nutzbaren P und dem auf den Stützpunkt entfallenden Hebelgewicht. Die Bestimmung desselben hat streng genommen vor und nach dem Versuch zu erfolgen, ebenso die der nutzbaren Bremshebellänge R.

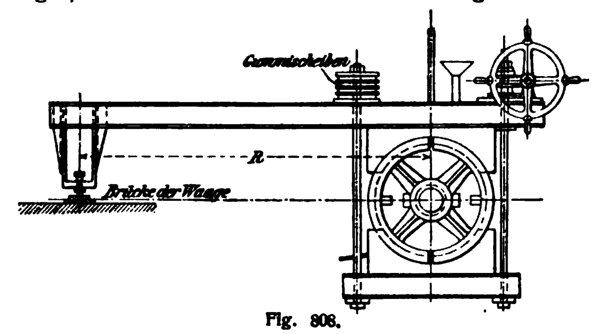


Fig. 808.

Erstere, die Tarierung des Bremshebels, geschieht durch Anheben und Stützen des Bremshebels mittels eines auf der Bremsscheibe, vertikal über dem Wellenmittel liegenden Dreikanteisens derart, daß eine vor dem Anheben auf dem Bremsklotz angerissene, durch das Wellenmittel gehende Vertikale nach dem Anheben durch den Stützpunkt und das Wellenmittel geht. Oder man spannt die Bremse auf der losgekeilten und mittels Dornes und Schienen gestützten Scheibe fest und bestimmt die Tara; die einspielende Brücke der Wage geht in ihrer Verlängerung durch die Wellenachse, oder, was dasselbe ist, der Bremshebel liegt horizontal; in gleicher Lage muß er sich während des Bremsens befinden.

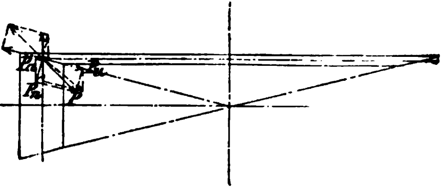


Fig. 809.

Am sichersten wird die Leistung durch Bremsung auf der Turbinenwelle festgestellt; der Verlust infolge Mehrbelastung durch den Bremszaum ist der Turbine gut zu schreiben. Bei Turbinen mit liegender Welle ist direkte Bremsung meist möglich, nicht immer aber bei solchen mit stehender Welle. In diesem Falle wird auf der Vorgelegewelle gebremst und es sind die Verluste in den einzelnen Getrieben der Turbine gut zu bringen.

Es sei die nutzbare Turbinenleistung $= N_t$.

Die der vermehrten Spurzapfenreibung infolge Radgewichtes entsprechende Leistung ist

$$N_r = \mu\, G \frac{r_1 + r_2}{2} \frac{\omega}{75};$$

die der Halslagerreibung infolge Zahndruckes (Fig. 809) entsprechende ist

$$N_s = \frac{4}{\pi} \mu' P_u r' \frac{\omega}{75}.$$

Streng genommen ist dieselbe wegen der im allgemeinen geneigten Richtung des Zahndruckes etwas größer, die Spurzapfenreibung infolge Entlastung durch letzteren etwas kleiner; der Unterschied werde vernachlässigt. Abgesehen hiervon wird meistens der Zahndruck P nicht direkt vom Halslager aufgefangen, sondern bedingt noch eine weitere Wellenführung, mit welcher Reibungsverluste verknüpft sind.

Die Bremsleistung sei N_b.

Die der Lagerreibung, herrührend vom Gewicht der rotierenden Teile, entsprechende Leistung sei

$$N_l = \frac{4}{\pi} \mu_1 G_1 r_1 \frac{\omega_1}{75}.$$

Bei absolut genauer Rechnung müßten die Lagerdrücke und mit denselben

$$N_l = N_{l_1} + N_{l_2} + \dots$$

bestimmt werden.

Mit Rücksicht auf die Unsicherheit von μ_1 genügt die Einführung eines mittleren Halbmessers und Annahme der Übertragung von G_1 durch ein entsprechendes Lager.

Die dem Zahndruck entsprechende Leistung infolge Lagerreibung ist

$$N_z' = \frac{4}{\pi} \mu_1' P_u r \frac{\omega_1}{75},$$

worin für r der Halbmesser des nächsten Lagers eingeführt werde. Die Vermehrung der Lagerreibung durch die Komponente des Zahndruckes werde vernachlässigt; dagegen kann die achsiale Komponente Bedeutung erlangen. Die entsprechende Leistung infolge der Bundreibung beträgt mit dem Mittelwert P_a

$$N_{z_a} = \mu_1'' P_a \frac{r' + r''}{2} \frac{\omega_1}{75}.$$

Die mit G_1 und P_u verknüpften Verlustleistungen sind nach dem Parallelogramm zusammenzusetzen; es folgt dann der Zahndruck aus

$$N_b + \sqrt{N_l^2 + \left(P_u \frac{4}{\pi} \mu_1' r \frac{\omega_1}{75}\right)^2} + P_a \mu_1'' \frac{r' + r''}{2} \frac{\omega_1}{75} = P_u \frac{R_1 \omega_1}{75}.$$

Hieraus folgt, da der Zusammenhang von P_a mit P_u durch die Räder gegeben ist, P_u und damit auch N_z.

Der verhältnismäßige Verlust infolge Zahnreibung ist angenähert nach C. v. Bach

$$\mathfrak{V} = \pi \mu \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) \frac{\tau}{2},$$

worin bezeichnet

z_1, z_2 die Zähnezahlen,
τ die Eingriffdauer (vergl. S. 101).

Es folgt somit

$$N_b + \sqrt{N_l^2 + (N_z')^2} + N_{z_a} = (1 - \mathfrak{V})(N_t - N_r - N_s)$$

und die Turbinenleistung

$$N_t = \frac{N_b + \sqrt{N_l^2 + (N_z')^2} + N_{z_a}}{1 - \mathfrak{V}} + N_r + N_s$$

Streng genommen ist bei Berechnung von $\mathfrak{B}$ statt

$$\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \text{ zu setzen } \sqrt{\frac{1}{z_1^2} + \frac{1}{z_2^2}},$$

sofern der Achsenwinkel 90⁰ beträgt.

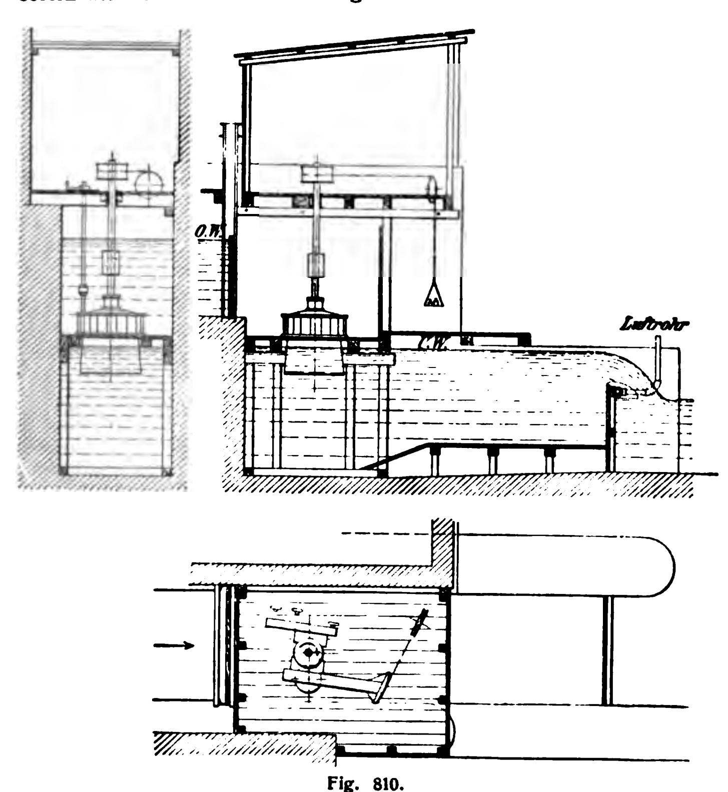


Fig. 810.

In vielen Fällen wird es genügen, zu rechnen

$$\sqrt{N_l^2 + (N_s')^2} + N_{za} \sim N_l + N_s',$$

d. h. die Leistungen infolge Lagerreibung werden addiert und diejenigen infolge Achsialschubes vernachlässigt.

Streng genommen ist noch die Luftreibung zu berücksichtigen, für welche zuverlässige Grundlagen zurzeit noch fehlen.

Koeffizienten.

Für Ringschmierlager mit Weißmetallausguß darf gesetzt werden $\mu = \frac{1}{40}$.

Für gewöhnliche und weniger gut gewartete Lager $\mu = \frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{15}$.

Für die Spurzapfenreibung ist etwa $\mu = \frac{1}{25}$ bis $\frac{1}{40}$.

Der Zahnreibungskoeffizient bei genau bearbeiteten und geschmierten Holz-Eisenzähnen $\mu = 0{,}075$ bis $0{,}10$, für roh laufende Räder kann er betragen bis $\mu = 0{,}3$.

Eine Versuchsanordnung von J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz, mit direkter Bremsung der vertikalen Turbinenwelle und eingebautem Überfall zeigt Fig. 810[1].

Andere Versuchseinrichtungen sind besprochen von

W. Hansen, „Bestimmung von Wassermengen u. s. w.“. Z. d. V. d. I. 1892, S. 1057,

F. Prásil, Bericht über die Konstruktion und Wirkungsweise der Transformatorturbine“. Schweizerische Bauzeitung, Bd. XXXIV, Nr. 22, und „Vergleichende Untersuchungen an Reaktions-Niederdruckturbinen“. Schweizerische Bauzeitung, Bd. XLV, Nr. 7 u. ff.

Turbinen können mit jeder Umdrehungszahl laufen zwischen 0 und einer maximalen, welche theoretisch das Doppelte der normalen ist, d. i. derjenigen, welche dem gerade vorliegenden Gefälle entspricht, das das der Konstruktion zugrunde gelegte Geschwindigkeitsdiagramm erfüllt.

Wegen der Reibung im Wasser sowie in den Lagern der Turbinenwellen ist die größte Umlaufzahl etwa das 1,8fache der normalen.

Jeder Geschwindigkeit entspricht eine ganz bestimmte Bremsbelastung, Turbinenleistung, Wassermenge und Nutzeffekt. Die Auftragung dieser Beobachtungen bezw. Ergebnisse liefert Kurven nach Art derjenigen in Fig. 811, welche einer von J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz ausgeführten Francis-Turbine gemäß Fig. 744 entsprechen[2]. Über diese, mit verschiedenen Laufrädern unter verschiedenen Verhältnissen erzielten Kurven vergl. den auf voriger Seite genannten Bericht von Prásil, „Untersuchung u. s. w.“. Hierher gehört auch die S. 863 genannte Untersuchung von Camerer.

Die Versuche sind auch auf verschiedene Beaufschlagungen auszudehnen (Fig. 811). Die hierbei für die normale Umlaufzahl sich ergebenden maximalen Leistungen und Nutzeffekte obiger Turbine zeigt Fig. 812. Insbesondere ist zu ersehen, daß die Wirkungsgrade erst zwischen $\frac{1}{2}$ und $\frac{1}{3}$ Beaufschlagung rascher abnehmen.

---

[1] C. Schmitthenner, „Fortschritte im Turbinenbau“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1903, S. 841.

[2] Vergl. A. Pfarr, „Bremsergebnisse an radialen Reaktionsturbinen“. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 797 u. ff.

Nach Früherem ändert sich die Umlaufzahl proportional $\sqrt{H}$; einem kleineren Gefälle entspricht eine geringere Normalumlaufzahl. Soll die Turbine unter allen Umständen die ihr zugrunde gelegte, dem normalen Gefälle entsprechende Umlaufzahl beibehalten, so läuft bei abnehmendem Gefälle die Turbine relativ zu schnell, bei zunehmendem relativ zu langsam. Damit ändern sich Schluckfähigkeit und Wirkungsgrad und damit die Leistung gegenüber der dem jeweiligen Gefälle entsprechenden Umlaufzahl.

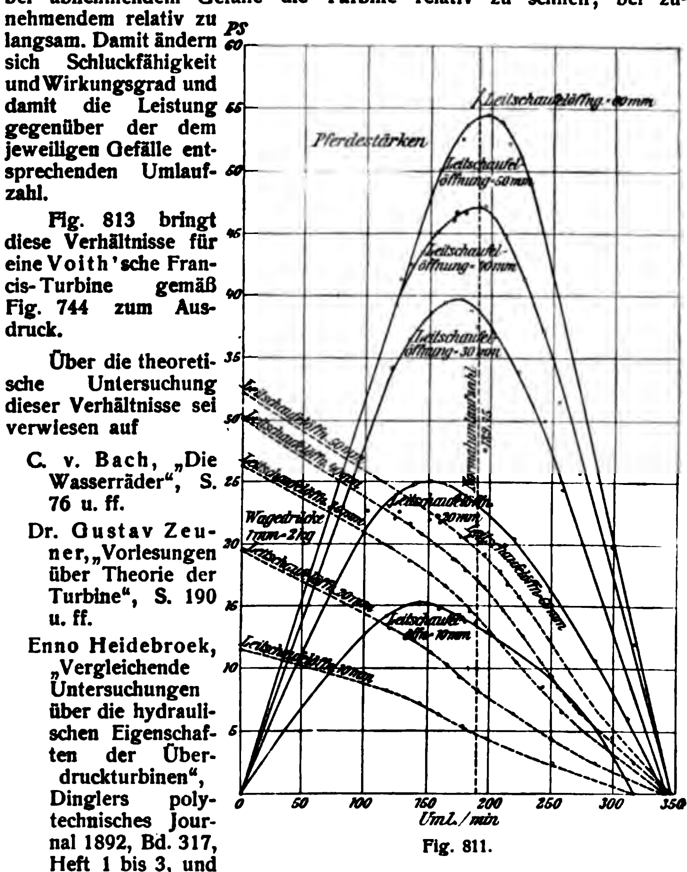


Fig. 811.

Fig. 813 bringt diese Verhältnisse für eine Voith'sche Francis-Turbine gemäß Fig. 744 zum Ausdruck.

Über die theoretische Untersuchung dieser Verhältnisse sei verwiesen auf

C. v. Bach, „Die Wasserräder", S. 76 u. ff.

Dr. Gustav Zeuner, „Vorlesungen über Theorie der Turbine", S. 190 u. ff.

Enno Heidebroek, „Vergleichende Untersuchungen über die hydraulischen Eigenschaften der Überdruckturbinen", Dinglers polytechnisches Journal 1892, Bd. 317, Heft 1 bis 3, und

R. Baumann, „Beitrag zur Untersuchung des Verhaltens von Francis-Turbinen bei veränderlicher Wassermenge, Umdrehungszahl und Gefällhöhe". Dinglers polytechnisches Journal 1905, S. 529 u. ff.

In der letztgenannten Arbeit wird die Abhängigkeit von Wassermenge, Leitschaufelöffnung, Nutzeffekten, Leistung für konstantes wie veränder-

liches Gefälle aus dem Diagramm entwickelt für den Sonderfall $\beta = 90^{0}$. Es wird die Zulässigkeit nachgewiesen, den mittleren Wasserfaden für die Berechnung der Austrittfläche zugrunde zu legen und gezeigt, daß

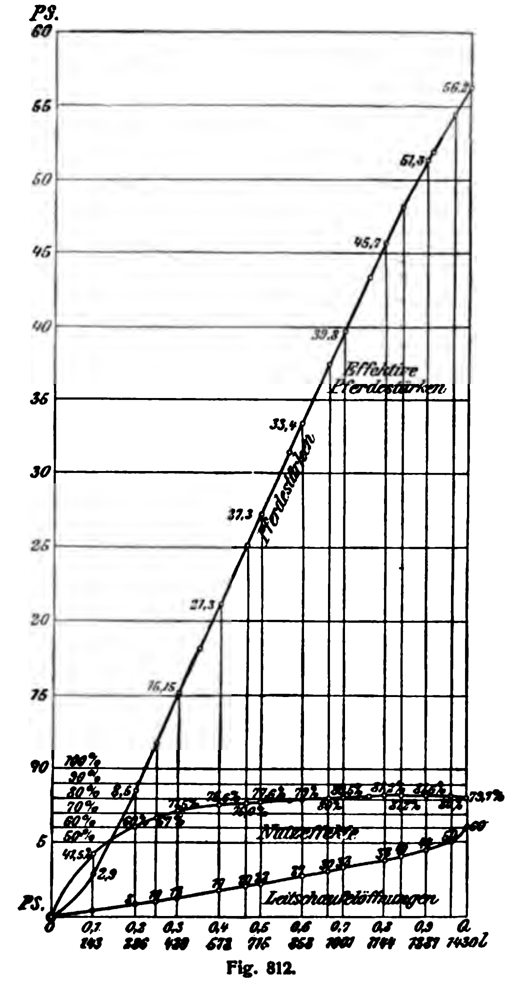


Fig. 812.

für teilweise Beaufschlagung bei unveränderlicher Umlaufzahl und Gefälle der Endpunkt von c_1 auf einer Ellipse liegt mit dem Anfangspunkt von c_1 als Mittelpunkt; aus dieser Ellipse ergibt sich für ver-

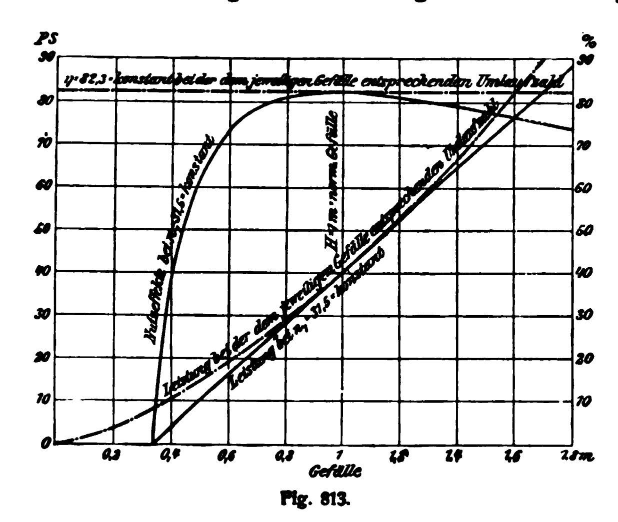


Fig. 813.

änderliche Umlaufzahl bei gleichbleibendem Gefälle die Kurve der Wassermengen je für die betreffende Leitschaufelöffnung (Wasserellipse), die gleichzeitig auch die Wassermenge für veränderliches Gefälle bei konstanter Umlaufzahl und Leitschaufelöffnung darstellt.

IV. Verbrennungsmotoren[1]).

A. Allgemeines.

Je nachdem die Verbrennung in den mit gasförmigen oder flüssigen Kraftstoffen arbeitenden Motoren plötzlich, d. h. bei annähernd unverändertem Volumen, oder aber allmählich, d. h. bei annähernd unverändertem Drucke erfolgt, unterscheidet man (Explosions-)Verpuffungsmotoren und Gleichdruckmotoren.

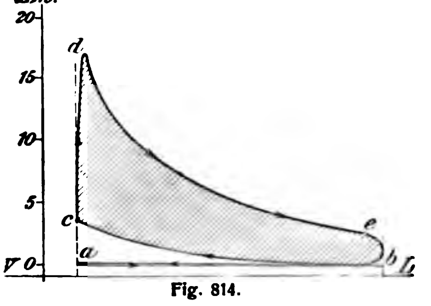


Fig. 814.

Beide Arten von Verbrennungsmotoren arbeiten zumeist im Viertakt, der zuerst von Otto an einem Gasmotor auf der Weltaustellung in Paris 1878 vorgeführt wurde und seitdem — trotz vielfacher Ver-

[1]) Vergl. „Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren" von H. Güldner, 2. Aufl., Berlin 1905, Julius Springer.

suche, ein brauchbares Zweitaktsystem zu schaffen, daß bei jeder Umdrehung der Kurbel eine Verbrennung zuläßt — das Gebiet der kleineren Gaskraftmaschinen fast vollständig beherrscht. Erst in neuerer Zeit ist der Zweitakt mit besserem Erfolge als zuvor an den von einigen Firmen gebauten Großgasmotoren wieder in Anwendung gekommen, und es hat den Anschein, als ob derselbe wegen seiner Überlegenheit dem Viertakt gegenüber in baulicher und wirtschaftlicher Hinsicht sich bei diesen Motoren bald weiteren Eingang verschaffen wird. Von den bestehenden Bauarten der Verbrennungsmotoren arbeitet nur der Dieselmotor als Gleichdruckmotor; alle übrigen Motoren sind Verpuffungsmotoren.

a) Verpuffungsmotoren.

1. Viertaktmotoren.

Bei diesen Motoren dient der Cylinder abwechselnd als Pumpe und als Kraftmaschine.

Während des ersten Aushubes des Kolbens saugt derselbe nach dem zuerst von Beau de Rochas (1811) in Vorschlag gebrachten Verfahren das Gasluftgemisch an und verdichtet dasselbe während des darauf folgenden Hubes. Im Totpunkte erfolgt die Zündung des verdichteten Gemisches durch Glühkörper oder elektrischen Funken, hierauf die Ausdehnung der Verbrennungsgase während des dritten und schließlich das Ausschieben der Abgase aus dem Cylinder beim vierten und letzten Hube.

Der volle Kreisprozeß verlangt hiernach vier Hübe (Takte) oder zwei Umdrehungen des Motors; drei Hübe dienen zum Laden und Entladen des Cylinders, und nur während des dritten Hubes findet die eigentliche Arbeitsleistung des Motors statt. Während des ersten, zweiten und vierten Kolbenhubes wird ein Teil der Nutzarbeit — etwa 5 bis 10% derselben — wieder verbraucht.

Aus dem Indikatordiagramm (Fig. 814) ist das erläuterte Arbeitsverfahren deutlich erkennbar.

Es findet statt

von *a* bis *b* Ansaugen des Gasluftgemisches;
„ *b* „ *c* Verdichten des angesaugten Gemisches;
in *c* Entzündung des verdichteten Gemisches;
von *c* bis *d* Verbrennung (Verpuffung) der Ladung;
„ *d* „ *e* Ausdehnung der Verbrennungsgase;
in *e* Öffnen des Auspuffventiles;
von *e* bis *b* Druckausgleich zwischen Cylinder und Außenluft (Auspuff);
„ *b* „ *a* Ausschieben der Abgase ins Freie.

Damit die Arbeitsperioden des Motors in der vorbeschriebenen Weise aufeinanderfolgen, macht die Steuerwelle, von der aus die Bewegungen der einzelnen Ventile — z. B. für Gas- und Luftzutritt, für den Einlaß des Gasluftgemisches in den Cylinder, für die Zündung und für den Auslaß der Verbrennungsgase — in der Regel durch Daumen und Rollenhebel abgeleitet werden, nur halb soviel Umdrehungen wie die Hauptwelle.

Man unterscheidet

halbwirkende und doppeltwirkende Viertaktmotoren,

je nachdem sich der Arbeitsvorgang nur auf einer oder — unabhängig voneinander — auf beiden Seiten des Cylinders abspielt, derart, daß

im letzteren Falle bei jeder Umdrehung der Kurbelwelle eine Verbrennung stattfindet. Dies läßt sich auch durch Viertaktmotoren mit mehreren, je halbwirkenden Cylindern erreichen.

2. Zweitaktmotoren.

Bei diesen Motoren findet das Ansaugen und Vorverdichten (zuweilen auch die volle Verdichtung) des aus Gas und Luft bestehenden Gemisches in besonderen Pumpen statt, aus denen es in den Verbrennungscylinder übergeführt wird.

Die bisher entstandenen Zweitaktmotoren unterscheiden sich voneinander durch die Art des Austreibens der Abgase aus dem Verbrennungscylinder. Dasselbe erfolgt durch den rückkehrenden Arbeitskolben oder aber durch das eingelassene frische Gemisch, zuweilen auch durch besondere Spülluft.

In neuerer Zeit hat man versucht, die Abgase durch eine Hilfspumpe bezw. durch eine von dieser in einem besonderen Raume erzeugten Luftverdünnung abzusaugen.

In der gewöhnlichen Ausführungsform des Zweitaktes mit Ausspülung der Abgase während des Durchlaufens der äußeren Kolbenlage vollzieht sich die Verdichtung, Verpuffung und Ausdehnung der Ladung genau so wie bei Viertaktmotoren. Es findet jedoch, da das Gasluftgemisch bereits im vorverdichteten Zustande durch die Pumpen in den Motorcylinder gedrückt wird, bei jedem zweiten Hube eine Verbrennung statt.

Auch hier unterscheidet man

halbwirkende und doppeltwirkende Zweitaktmotoren,

je nachdem sich der beschriebene Arbeitsvorgang nur auf einer oder auf beiden Cylinderseiten abspielt. Im letzteren Falle erhält der Motor auf jede Umdrehung der Kurbelwelle zwei volle Antriebe; er arbeitet dann wie eine gewöhnliche Dampfmaschine.

b) Gleichdruckmotoren.

Der hierher gehörige Dieselmotor arbeitet im Viertakt. Während des ersten Hubes saugt der Arbeitskolben durch ein Einlaßventil Luft an und verdichtet sie beim zweiten Hube so hoch, daß die Temperatur den Entzündungspunkt des Kraftstoffes erheblich überschreitet (bei Petroleum als Kraftstoff auf etwa 33 atm — entsprechend einer Temperatur von 550 bis 600° C). Kurz vor der inneren Totlage des Kolbens gelangt durch Einblaseluft von noch höherer Spannung (etwa 45 atm) mitgerissenes Petroleum in den Verdichtungsraum des Cylinders, verdampft und entzündet sich hier in der hohen Temperatur der verdichteten Luft, worauf, nachdem die Brennstoffzufuhr bei etwa 12% des dritten Kolbenhubes beendet ist, die Verbrennungsgase sich bis zur äußeren Totlage des Kolbens ausdehnen, um schließlich, wie bei jedem anderen Viertaktmotor, während des vierten Kolbenhubes durch ein Auslaßventil zu entweichen.

Fig. 815.

Das Indikatordiagramm (Fig. 815) läßt das Arbeitsspiel beim Dieselmotor deutlicher erkennen.

Es findet statt
von *a* bis *b* Ansaugen der Verbrennungsluft;
„ *b* „ *c* Verdichten der Luft bis auf etwa 33 atm;
„ *c* „ *d* Einspritzung und Verbrennung des Kraftstoffes;
„ *d* „ *e* Ausdehnung der Verbrennungsgase;
in *e* Öffnen des Auspuffventiles;
von *e* bis *b* Druckausgleich (Auspuff);
„ *b* „ *a* Ausschieben der Abgase ins Freie.

B. Kraftstoffe.

a) Gase.

Zum Betriebe kleinerer Verbrennungsmotoren findet zumeist das gewöhnliche (Steinkohlen-)Leuchtgas, zum Betriebe größerer Motoren zumeist das nach dem Erfinder benannte Dowsongas (Kraftgas), unter Umständen das Gichtgas der Hochöfen, Koksofengas u. s. w., in holzreichen Gegenden auch das Holzgas Verwendung.

1. Leuchtgas.

Die Zusammensetzung des Leuchtgases ist abhängig von dem verwendeten Rohmaterial (Kohle), von der Art der Herstellung, Reinigung u. dergl., so daß nur auf Grund genauer Analysen in jedem Einzelfalle die Verbrennung desselben rechnungsmäßig verfolgt werden kann.

Die Hauptbestandteile des Leuchtgases sind Wasserstoff, Grubengas, Kohlenoxyd, schwere Kohlenwasserstoffe, Kohlensäure und Stickstoff.

Die Schöttlersche Analyse[1] eines Leuchtgases der Stadt Hannover ergab für 1 cbm desselben

Äthylen (C_2H_4)	0,0211 cbm,	Grubengas (CH_4)	0,3755 cbm,
Propylen (C_3H_6)	0,0037 „	Kohlenoxyd (CO)	0,1119 „
Benzol (C_6H_6)	0,0069 „	Kohlensäure (CO_2)	0,0081 „
Wasserstoff (H)	0,4627 „	Stickstoff (N)	0,0101 „

Mit Hilfe der Atomgewichte $O = 16,00$, $N = 14,00$, $H = 1,00$ und $C = 12,00$ läßt sich aus dem spezifischen Gewichte von 0,0867 kg/cbm Wasserstoff bei 0° C und 1 kg/qcm die folgende Tabelle berechnen.

Gasart	Molekulargewicht	Dichte in bezug auf Wasserstoff	Spezifisches Gewicht	Spezifisches Volumen
			bezogen auf 0° C und 1 kg/qcm	
C_2H_4	28	14	1,215	0,824
C_3H_6	42	21	1,822	0,550
C_6H_6	78	39	3,384	0,296
H_2	2	1	0,087	11,54
CH_4	16	8	0,694	1,440
CO	28	14	1,215	0,824
CO_2	44	22	1,909	0,525
N_2	28	14	1,215	0,824

Es hat z. B. Äthylen (C_2H_4) das Molekulargewicht $2 \cdot 12 + 4 = 28$; die Dichte in bezug auf H ist halb so groß, demnach $= 14$, das spezifische Gewicht somit $14 \cdot 0,0867 = 1,215$ und das spezifische Volumen $1 : 1,215 = 0,824$.

[1]) „Die Gasmaschine" von R. Schöttler, 4. Aufl., Braunschweig 1902, B. Göritz.

Das spezifische Gewicht des Leuchtgases von der angenommenen Zusammensetzung ergibt sich nach der vorstehenden Tabelle zu

$0{,}0211 \cdot 1{,}215 + 0{,}0037 \cdot 1{,}822 + 0{,}0069 \cdot 3{,}384 + 0{,}4627 \cdot 0{,}087 + 0{,}3755 \cdot 0{,}694 + 0{,}1119 \cdot 1{,}215 + 0{,}0081 \cdot 1{,}909 + 0{,}0101 \cdot 1{,}215 = \mathbf{0{,}5203}$ kg/cbm,

oder es nimmt 1 kg desselben einen Raum von

$$1 : 0{,}5203 = \mathbf{1{,}922} \text{ cbm}$$

ein.

Es enthält nun 1 cbm Leuchtgas z. B. 0,0211 cbm = 0,0211 · 1,215 kg Äthylen (C_2H_4), also enthält 1 kg Leuchtgas von letzterem $\frac{0{,}0211 \cdot 1{,}215}{0{,}5203} =$ **0,049** kg. In analoger Weise findet man die Gewichte der anderen Gasarten. Es besteht 1 kg des betreffenden Leuchtgases sonach insgesamt aus

0,049 kg Äthylen (C_2H_4),	0,501 kg Grubengas (CH_4),
0,013 „ Propylen (C_3H_6),	0,261 „ Kohlenoxyd (CO),
0,045 „ Benzol (C_6H_6),	0,030 „ Kohlensäure (CO_2),
0,077 „ Wasserstoff (H)	0,024 „ Stickstoff (N).

Die zur Verbrennung der einzelnen Gase erforderlichen theoretischen Luftmengen lassen sich, wie auch die bei der Verbrennung eintretende Veränderung des Gesamtvolumens, aus dem Sauerstoffbedarf der Gase ermitteln. Letzterer ergibt sich aus den folgenden, die Verbrennung kennzeichnenden Beziehungen.

Äthylen:

$$C_2H_4 + 6\,O = 2\,CO_2 + 2\,H_2O,$$
$$28 + 96 = 88 + 36 \text{ Gewichtsteile,}$$
$$2 + 6 = 4 + 4 \text{ Raumteile.}$$

Propylen:

$$C_3H_6 + 9\,O = 3\,CO_2 + 3\,H_2O,$$
$$42 + 144 = 132 + 54 \text{ Gewichtsteile,}$$
$$2 + 9 = 6 + 6 \text{ Raumteile.}$$

Benzol:

$$C_6H_6 + 15\,O = 6\,CO_2 + 3\,H_2O,$$
$$78 + 240 = 264 + 54 \text{ Gewichtsteile,}$$
$$2 + 15 = 12 + 6 \text{ Raumteile.}$$

Wasserstoff:

$$2\,H + O = H_2O,$$
$$2 + 16 = 18 \text{ Gewichtsteile,}$$
$$2 + 1 = 2 \text{ Raumteile.}$$

Grubengas:

$$CH_4 + 4\,O = CO_2 + 2\,H_2O,$$
$$16 + 64 = 44 + 36 \text{ Gewichtsteile,}$$
$$2 + 4 = 2 + 4 \text{ Raumteile.}$$

Kohlenoxyd:

$$CO + O = CO_2,$$
$$28 + 16 = 44 \text{ Gewichtsteile,}$$
$$2 + 1 = 2 \text{ Raumteile.}$$

Die atmosphärische Luft ist bekanntlich ein Gemisch von Sauerstoff und Stickstoff, und zwar enthält 1 cbm Luft 0,213 cbm O und 0,787 cbm N, oder es besteht 1 kg Luft aus 0,236 kg O und 0,764 kg N.

Zur Verbrennung von 1 kg Leuchtgas der oben angenommenen Zusammensetzung sind sonach theoretisch

$$\frac{1}{0{,}236}\left\{0{,}049 \cdot \frac{24}{7} + 0{,}013 \cdot \frac{24}{7} + 0{,}045 \cdot \frac{40}{13} + 0{,}077 \cdot 8 + 0{,}501 \cdot 4 + 0{,}261 \cdot \frac{4}{7}\right\} = 13{,}22 \text{ kg},$$

oder zur Verbrennung von 1 cbm Gas

$$\frac{1}{0{,}213}\left\{0{,}0211 \cdot 3 + 0{,}0037 \cdot 4{,}5 + 0{,}0069 \cdot 7{,}5 + 0{,}4627 \cdot 0{,}5 + 0{,}3755 \cdot 2 + 0{,}1119 \cdot 0{,}5\right\} = 5{,}50 \text{ cbm}$$

Luft erforderlich[1]).

Der wirkliche Luftbedarf für 1 cbm dieses Gases dürfte etwa 7,5 cbm betragen.

Die Verbrennungsprodukte von 1 cbm Gas mit 5,50 cbm Luft berechnen sich dann wie folgt:

$$CO_2 = 0{,}049 \cdot \frac{22}{7} + 0{,}013 \cdot \frac{22}{7} + 0{,}045 \cdot \frac{44}{13} + 0{,}501 \cdot \frac{11}{4} + 0{,}261 \cdot \frac{11}{7} + 0{,}030 \;\ldots = 2{,}16 \text{ kg} = 0{,}590 \text{ cbm},$$

$$H_2O = 0{,}049 \cdot \frac{9}{7} + 0{,}013 \cdot \frac{9}{7} + 0{,}045 \cdot \frac{9}{13} + 0{,}077 \cdot 9 + 0{,}501 \cdot \frac{9}{4} \;\ldots = 1{,}93 \text{ „} = 1{,}288 \text{ „}$$

$$N = 0{,}024 + 13{,}22 \cdot 0{,}764 \;\ldots = 10{,}13 \text{ „} = 4{,}338 \text{ „}$$

$$14{,}22 \text{ kg} = 6{,}216 \text{ cbm}.$$

Das ursprüngliche Volumen betrug 1 + 5,500 = 6,500 cbm; nach der Verbrennung beträgt dasselbe 6,216 cbm. Es hat somit eine Zusammenziehung um 0,284 cbm = 4,4 % stattgefunden.

Um den Heizwert h des Gases zu erhalten, ist die bei der Verbrennung desselben frei werdende Wärmemenge zu bestimmen.

Es entwickelt bei vollständiger Verbrennung:

Gasart	C_2H_4	C_3H_6	C_6H_6	H	CH_4	CO	
1 kg =	11110	10960	9830	28820	11890	2440	WE
1 cbm =	13500	20000	33500	2500	8250	2960	WE

Hiernach beträgt der Heizwert von 1 kg Leuchtgas der angenommenen Zusammensetzung

$$h = 0{,}049 \cdot 11\,110 + 0{,}013 \cdot 10\,960 + 0{,}045 \cdot 9830 + 0{,}077 \cdot 28\,820 + 0{,}501 \cdot 11\,890 + 0{,}261 \cdot 2440 = 9942 \; WE,$$

---

[1]) Es verbrennt nach vorstehendem z. B.

1 kg C_2H_4 mit $\frac{24}{7}$ kg O zu $\frac{22}{7}$ kg CO_2 und $\frac{9}{7}$ kg H_2O,
oder 1 cbm „ „ 3 cbm O „ 2 cbm CO_2 „ 2 cbm H_2O u. s. w.

oder es läßt 1 cbm dieses Gases bei vollständiger Verbrennung

$$9942 \cdot 0{,}5203 = 5173\ WE$$

frei werden.

Slaby gibt in seinen „Kalorimetrischen Untersuchungen" (S. 7) für schwere Kohlenwasserstoffe vom spezifischen Gewichte γ die Erfahrungsformel

$$h = 1000 + 10\,500\,\gamma\ WE/\text{cbm},$$

bezogen auf 0° C und 760 mm Q.-S.

Die Gleichung gilt nicht nur für einzelne Kohlenwasserstoffe, sondern mit 0,5 bis 1 % Ungenauigkeit auch für Gemische aus solchen (Leuchtgas), wenn diese durchschnittlich etwa 4 % Kohlenwasserstoffe enthalten, einen Heizwert von mindestens 4900 WE besitzen und ihr γ genau bekannt ist.

In neuerer Zeit bestimmt man den Heizwert des Leuchtgases gewöhnlich unmittelbar mittels des Junkersschen Kalorimeters. Dasselbe arbeitet fortlaufend, derart, daß ein stetig fließender Wasserstrom dem Apparat in jedem Augenblicke so viel Wärme entführt, als die Flamme erzeugt. Der Heizwert des zur Speisung der Flamme dienenden Gases läßt sich dann bestimmen nach der Gleichung

$$h_0 = \frac{W\,T}{G}.$$

Hierin bedeutet

- G die Gasmenge, welche innerhalb einer gewissen Zeit zur Verbrennung kommt,
- W die Wassermenge, welche innerhalb derselben Zeit durch den Apparat fließt,
- T die Temperaturerhöhung, welche diese Wassermenge dabei erfährt.

Es sei z. B. für 10 l Gas das Gewicht des während des Versuches durch den Apparat geflossenen Wassers 1,717 kg, also für

$$G = 1000\ \text{l} = 1\ \text{cbm Gas},$$
$$W = 171{,}7\ \text{kg}.$$

Der Unterschied der während der Versuchsdauer an den beiden Wasserthermometern gemachten Ablesungen betrage

$$T = 29{,}77^0\ \text{C},$$

dann ist der Heizwert des Gases

$$h_0 = \frac{171{,}7 \cdot 29{,}77}{1} \sim 5111\ WE/\text{cbm}.$$

In dem so gefundenen oberen Heizwert des Gases ist diejenige Wärmemenge mitgemessen, die bei der Kondensation des in den Verbrennungsgasen enthaltenen Wasserdampfes entsteht. Um dieselbe festzustellen, wird das Kondensationswasser während der Versuchsdauer in einem kleinen Meßgefäß aufgefangen, die Anzahl der von 1 l verbrannten Gases aufgefangenen Kubikcentimeter Kondenswasser mit 600 multipliziert und die so erhaltene Zahl von dem mit dem Kalorimeter gefundenen oberen Heizwert abgezogen, wodurch sich der untere Heizwert h des Gases ergibt, der dann gewöhnlich noch auf 1 cbm Gas von 0° C, 760 mm Barometerstand und einem Heizwerte von 5500 WE/cbm zurückzurechnen ist. (Für Leuchtgas ist der untere Heizwert etwa 10 % geringer als der obere.)

Setzen wir voraus, es sei bei einem Versuche die Temperatur des in die Gasmaschine einströmenden und im Kalorimeter untersuchten Gases 12° C, und es verbrenne dasselbe unter einem Luftdruck von 725 mm Q.-S. Der obere Heizwert h_0 des Gases sei, wie oben, zu 5111 *WE*/cbm ermittelt. An Kondenswasser haben sich aus 1 cbm Gas 0,86 kg gebildet. Es kommen dann in Abzug 0,86 . 600 = 516 *WE*/cbm, so daß sich der untere Heizwert *h* des Gases auf 5111 — 516 = 4595 *WE*/cbm stellt. Die Bremsleistung der Maschine habe im Mittel 30 PS_n, die während des zwei Stunden andauernden Versuches an der Gasuhr abgelesene Brennstoffmenge 42 cbm betragen.

Damit ergibt sich ein Gasverbrauch von

$$\frac{42}{30 \cdot 2} = 0{,}7 \text{ cbm für 1 } PS_n/\text{std},$$

oder es sind von der Maschine

$$0{,}7 \cdot 4595 = 3216 \; WE \text{ für 1 } PS_n/\text{std}$$

verbraucht worden.

Wie sich unter Umrechnung auf 0° C, 760 mm Barometerstand und 5500 *WE*/cbm der Heizwert von 1 cbm Gas und der Gasverbrauch (in cbm) verändert, geht aus nachfolgender Tabelle hervor.

Temperatur des Gases in Grad (C)	Luftdruck in mm Q.-S.	Unterer Heizwert in *WE*/cbm	Gasverbrauch für 1 PS_n/std in cbm
12	725	4595	0,700
0	725	$4595 \frac{273+12}{273+0} = 4797$	$0{,}700 \frac{4595}{4797} = 0{,}671$
0	760	$4797 \frac{760}{725} = 5029$	$0{,}671 \frac{4797}{5029} = 0{,}640$
0	760	5500	$0{,}640 \frac{5029}{5500} = 0{,}585$

Güldner schlägt vor, bei Beurteilung der Wärmeausnutzung den Heizwert der Gase auf eine solche Spannung und Temperatur zurückzuführen, wie sie der Wirklichkeit nahezu entspricht. Dies ist der Fall, wenn als Normaldruck die metrische Atmosphäre = 735,5 mm Q.-S. und die in der Chemie und Physik längst gebräuchliche Normaltemperatur von 15° C angenommen wird. Dazu würde für Leuchtgas wohl als zweckmäßigster (unterer) Normalheizwert *h* = 5000 *WE*/cbm kommen.

Die Dichte des Leuchtgases ist 0,35 bis 0,45 (Luft = 1), sein spezifisches Gewicht durchschnittlich etwa 0,52 kg/cbm.

Aus vielfachen Versuchen hat sich ergeben, daß bei atmosphärischer Spannung ein Gemisch von 1 R.-T. (Raumteil) Gas und 4 R.-T. Luft zu verbrennen beginnt und ein solches von 1 R.-T. Gas und 12 R.-T. Luft aufhört, entzündbar zu sein. Durch Verdichtung steigert sich die Entzündungsfähigkeit eines solchen Gemisches wie auch die bei der Verpuffung desselben auftretende Spannung.

Nach Güldner betragen bei (Steinkohlen-)Leuchtgas — auch bei Fettgas, Koksofengas und anderen Industriegasen — für

	Gas : Luft = 1:6 bis 1:7 R.-T.	1:10 bis 1:15 R.-T.
die Entzündungstemperaturen etwa	550 bis 600° C	650 bis 750° C
die gebräuchlichen Verdichtungsspannungen	3 „ 4,5 atm	5,5 „ 8 atm
die Verpuffungsspannungen	12 „ 18 „	15 „ 20 „
die mittleren indizierten Kolbendrücke	3,5 „ 5,5 kg/qcm	4 „ 6 kg/qcm.

2. Dowsongas (Kraftgas).

Dowsongas ist ein Gemisch von Luft- und Wassergas; es wird erzeugt, indem man Luft und Wasserdampf gleichzeitig durch die glühende Koks- oder Kohleschicht eines Generators bläst, wobei die Kohlensäure der Verbrennungsgase zu Kohlenoxyd reduziert, der Dampf zu Wasserstoff und Kohlensäure zersetzt und letztere danach ebenfalls größtenteils zu Kohlenoxyd reduziert wird.

Das Dowsongas zeigt etwa folgende Zusammensetzung für 1 cbm desselben

Kohlensäure	0,05	bis	0,07	cbm,
Kohlenoxyd	0,22	„	0,24	„
Kohlenwasserstoffe	0,00	„	0,04	„
Wasserstoff	0,16	„	0,18	„
Stickstoff	0,57	„	0,47	„

Man erhält aus 1 kg Gaskoks oder Anthrazit 4 bis 4,8 kg Kraftgas von durchschnittlich 1100 bezw. 1200 *WE*/cbm, wobei gewöhnlich 1 bis 2 kg Wasserdampf eingeblasen werden. Die Ausnutzung des in dem Brennstoffe enthaltenen Heizwertes beträgt in diesem Falle etwa 80 % und mehr. Das Gas verläßt den Generator mit einer zwischen je zwei Beschickungen ständig ab- und zunehmenden Temperatur von 500 bis 800°; seine Dichte beträgt 0,84 bis 1,0, sein spezifisches Gewicht also 1,0 bis 1,2 kg/cbm. Zur vollkommenen Verbrennung von 1 cbm Kraftgas sind etwa 1,25 cbm Luft erforderlich.

In neuester Zeit ist es durch zweckmäßige Generatoren und Reiniger gelungen, auch magere (bituminöse) Kohlenarten für motorische Zwecke zu vergasen.

Nach Güldner betragen bei Dowsongas — auch bei Hochofengas und anderen Industriegasen unter 3000 *WE*/cbm — für Gemische von Gas im Verhältnis 1 : 1 bis 1 : 2 R. T. die

Entzündungstemperaturen	~ 700	bis	800°	C,
gebräuchlichen Verdichtungsspannungen .	8	„	12	atm,
Verpuffungsspannungen	15	„	22	„
mittleren indizierten Kolbendrücke . . .	3	„	5	kg/qcm.

Die zur Erzeugung des Kraftgases dienenden Anlagen lassen sich außer nach der Art der zu vergasenden Brennstoffe und der hierdurch bedingten mehr oder weniger kräftigen Reinigung des Gases einteilen in solche mit besonders zu heizendem Hochdruckdampfkessel, der zum Betriebe eines Dampfgebläses dient, das Luft, mit Wasserdampf gemischt, unter den Rost des Generators drückt (Druckgasanlage mit Dampfkessel), und in solche ohne Dampfkessel. Bei den letzteren erfolgt die Zuführung der Vergasungsluft in verschiedener Weise.

Entweder wird die Luft mit einem Flügelventilator unter den Rost gedrückt (Druckgasanlage ohne Dampfkessel), oder das Gas durch einen solchen Ventilator aus dem Generator gesogen und der Verwendungsstelle unter Druck zugeführt (vereinigte Saug- und Druckgasanlage), oder aber es saugt der Motor selbst das Gas aus dem Generator an. Im letzteren Falle ist zum Anblasen des Generators ein Hilfsventilator notwendig, der während des normalen Betriebes abgestellt werden kann (Sauggasanlage).

Der Anblaseventilator hat erfahrungsgemäß bei Anlagen bis zu 50 PS eine Leistung von etwa 5 cbm/min angesaugter Luft; für größere Gaserzeuger wählt man nach Bedarf Modelle von 10 bis 20 cbm/min Leistung.

Fig. 816 zeigt eine Druckgasanlage mit Dampfkessel nach Ausführung der Deutzer Gasmotorenfabrik in Deutz.

In dem kleinen Dampfkessel *a* wird überhitzter Dampf erzeugt, der mitsamt der in einem Strahlgebläse *i* angesaugten Luft unter den Rost eines mit feuerfesten Steinen ausgemauerten Schachtofens *l* — des Generators — tritt. Letzterem wird der Brennstoff durch einen Fülltrichter mit doppeltem Verschluß — Deckel *b* und Ventil *c* — zugeführt. Es wird zunächst der Deckel *b* entfernt und der Brennstoff in den Fülltrichter eingeworfen, dann dieser Deckel geschlossen und das Ventil *c* geöffnet, wonach der Brennstoff in den Ofenschacht gleitet. Die beim Anheizen entstehenden, zum Betriebe unbrauchbaren Feuerungsgase entweichen durch den geöffneten Hahn *m* in den Schornstein *n*. Sobald

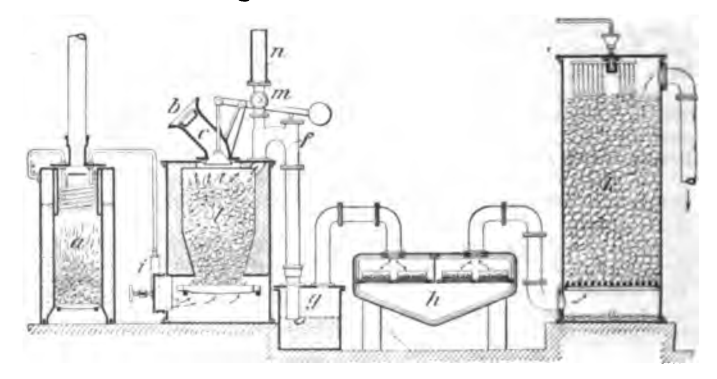


Fig. 816.

die Gasentwickelung gut ist, d. h. wenn das Probierflämmchen am Generator dunkelrot (und nicht mehr blau) brennt, wird der Hahn *m* geschlossen, und die Anlage ist betriebsfähig.

Das Gas tritt nun durch das Rohr *f* in den Wascher *g*, von hier durch den Sägemehlreiniger *h* und den Kokswäscher (Skrubber) *k* hinlänglich gereinigt in eine unten auf Wasser gedichtete Reglerglocke, die dem erforderlichen Leitungsdrucke entsprechend belastet ist. Die Größe der mit dem Dampfzufluß für das Strahlgebläse *i* verbundenen Glocke ist so bemessen, daß sie zeitweilige Schwankungen im Gasverbrauche ausgleichen kann.

Neuere Druckgasanlagen der Gasmotorenfabrik Deutz, Gebr. Körting u. a. sind mit einem Vorwärmer versehen, in welchem die Verbrennungsluft durch die Abhitze des erzeugten Gases vorgewärmt wird, bevor sie in das Gebläse strömt. Zuweilen findet noch eine Vorwärmung des zur Speisung des Dampfkessels dienenden Wassers

durch die Abhitze des erzeugten Gases in einem besonderen Behälter statt. Auch die Wärme der Auspuffgase des Motors hat man zur Vor-

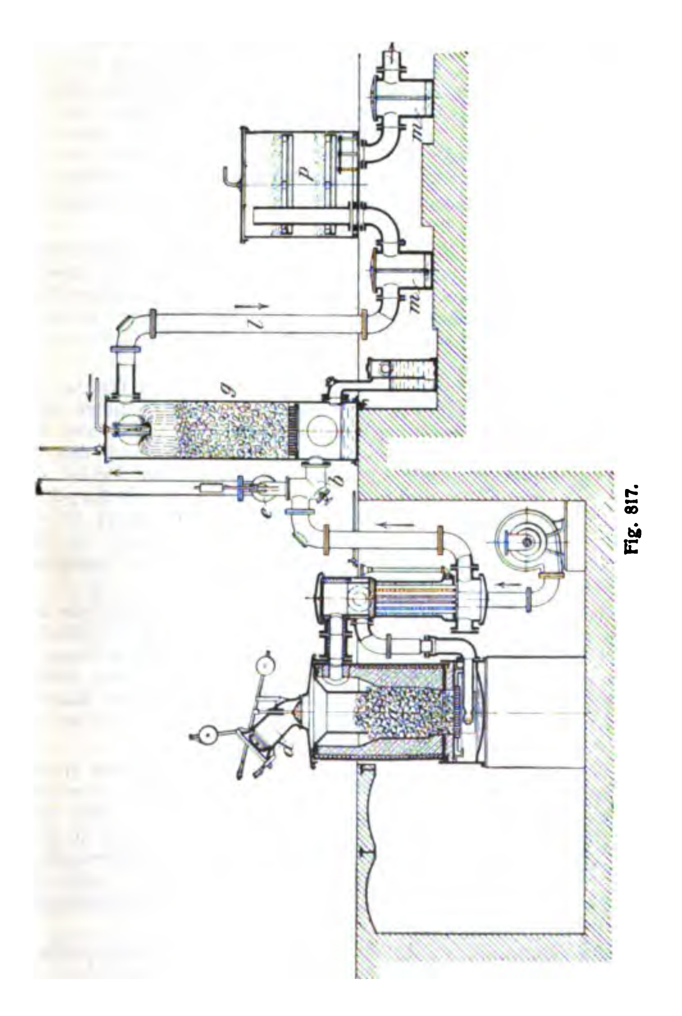


Fig. 817.

wärmung der Verbrennungsluft bezw. (bei Sauggasanlagen) zur Überhitzung des vordem durch die Wärme des erzeugten Gases verdampften Wassers nutzbar zu machen gesucht u. s. w.

Bei den in neuerer Zeit sehr in Aufnahme gekommenen Sauggasanlagen geschieht das Einführen der Luft durch die Saugwirkung des Motors in den unteren Teil des Generators und die Erzeugung des Wasserdampfes durch die in dem letzteren frei werdende Wärme ohne Zuhilfenahme einer besonderen Feuerung. Ist nach erfolgtem Anblasen des Generators mittels des Ventilators brauchbares Gas vorhanden, so wird letzterer abgestellt und der Motor in Betrieb gesetzt; derselbe saugt dann selbsttätig das Gas durch den Generator an. Da die erzeugte Gasmenge dem jeweiligen Bedarfe entspricht, läßt man bei kleinen Anlagen häufig die Reglerglocken fort, obwohl sie mit Rücksicht auf Schwankungen in der Gasentnahme sehr zweckmäßig sind.

Eine größere Sauggasanlage von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover ist in Fig. 817 dargestellt.

Der Generator *a* besteht aus einem gußeisernen, cylindrischen Untersatze mit verschließbaren Reinigungsöffnungen und einem schmiedeisernen Mantel, in dessen unterem Teile auf einem ringförmigen Vorsprunge sich ein gußeiserner Ring befindet, auf den die feuerfeste Ausmauerung des Ofens aufgeführt ist. Unter der Schachtöffnung ist ein Planrost angebracht.

Durch einen an der Seite des Generators befindlichen Trichter mit Syphon wird Wasser unter den Rost eingeführt, welches diesen kühlt und gleichzeitig die Verbrennungsluft anfeuchtet. In den oberen Teil des Schachtes ist ein gußeiserner Trichter eingebaut, durch den die Höhe der glühenden Kohlenschicht bestimmt wird. Der Deckel des Generators ist mit einem umklappbaren Fülltrichter *d* mit doppeltem Verschluß versehen, und am unteren Ende des Generators ist ein Stutzen zum Einlassen der Verbrennungsluft angebracht, in den — konzentrisch zum Luftstrom — das vom Verdampfer kommende Rohr einmündet.

Das erzeugte Gas tritt oben seitlich aus dem Generator aus und durchströmt dann den Verdampfer. Letzterer bildet ein cylindrisches Gefäß mit oberer und unterer Kammer, die durch Rohre miteinander verbunden sind. Diese Rohre werden von den heißen Gasen durchströmt, so daß eine Verdampfung des dieselben umgebenden Wassers stattfindet. Der Stand des letzteren wird durch einen Trichter mit Überlauf selbsttätig in konstanter Höhe gehalten.

Aus dem Verdampfer tritt das Gas, je nach Stellung eines in dem anschließenden Rohrstücke befindlichen Schiebers *e*, ins Freie oder aber durch Rohr *b* in den mit Koks angefüllten Skrubber *g*, sodann nach erfolgter Reinigung und Abkühlung in diesem durch Leitung *l* in einen Wassertopf *m*, aus dem es — bei Herstellung aus einem minderwertigen Material — noch in einen Sägespänereiniger *p*, von hier — nach dem Durchströmen eines zweiten Wassertopfes *m* — in den Gasdruckregler bezw. in den Motor gelangt.

Für die Vergasung von Anthrazit werden bei den Sauggasanlagen die Sägemehlreiniger vielfach fortgelassen; man bekommt dann die typische Form kleiner derartiger Anlagen, die nur aus einem Generator, Verdampfer und Koksskrubber bestehen.

Fig. 818a zeigt eine derartige Sauggasanlage der Gasmotorenfabrik Deutz.

Über dem Aschenfall *a* des Generators liegen der ausgemauerte Schacht *b*, der mit einem Überlauf versehene Verdampfer *c* und der mittels eines Hahnes vom Fülltrichter abgeschlossene Kohlenbehälter *d*. Die bei *e* eingesaugte Luft streicht über die Wasseroberfläche des Verdampfers, schwängert sich hier mit Wasserdunst und wird durch das Rohr *f* unter den Rost geleitet.

Das erzeugte Gas tritt durch Rohr *g* und einen Wasserverschluß *h* behufs Reinigung in den mit Koks gefüllten Skrubber *i*, aus diesem durch den Topf *k*, in dem sich etwa mitgerissenes Rieselwasser nieder-

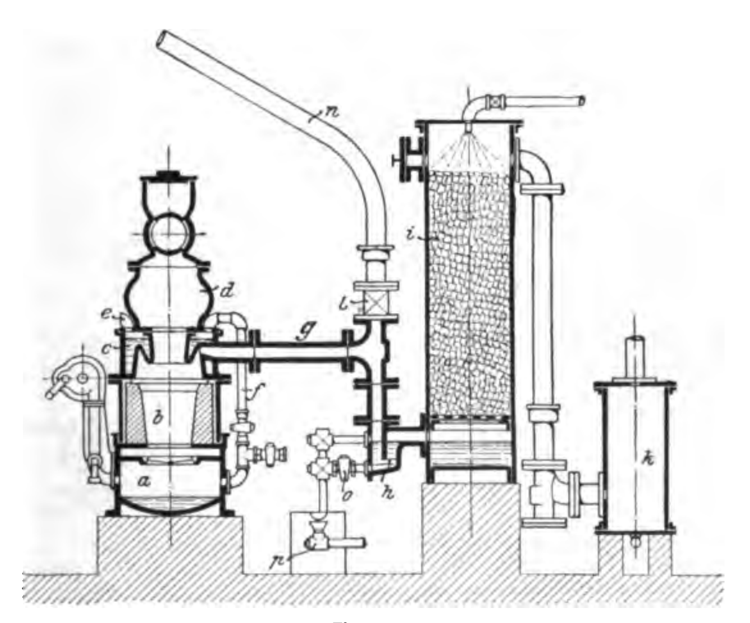


Fig. 818a.

schlagen kann, zur Maschine. Gewöhnlich ist dieser letzteren noch ein sogenannter Stoßreiniger — ein Kasten mit gelochten Blechen oder Drahtbürsten zum Abscheiden von Wasser nnd Teer aus dem Gase — vorgeschaltet.

Beim Anblasen wird der Hahn *l* geöffnet und das Rohr *f* geschlossen, sodann mittels des von Hand angetriebenen Ventilators Luft durch den Schacht *b* sowie die Rohre *g* und *n* ins Freie getrieben. Zeigt eine Probeflamme an, daß das Gas gut ist, so schließt man *l*, öffnet den Hahn *o* und bläßt nunmehr Luft durch den Skrubber in eine zweite Abgasleitung. Wenn auch hier mittels Probeflamme die gute Beschaffenheit des Gases festgestellt ist, unterbricht man

die Luftzufuhr, öffnet den Hahn in der Leitung *f* und dreht die Maschine an.

Um die Anlage still zu setzen, öffnet man den Hahn *l* und schließt den Hahn *o*. Dadurch steigt das Wasser am Boden des Skrubbers *i*, so daß der Wasserverschluß *h* sich füllt und das Rieselwasser des Skrubbers durch das über *o* liegende Rohr nach *p* abläuft. Ferner wird der Durchgangshahn des Rohres *f* geschlossen und der daran befindliche Lufthahn geöffnet; dadurch wird die Brennstoffsäule des Generators während der Betriebspause in Rotglut erhalten.

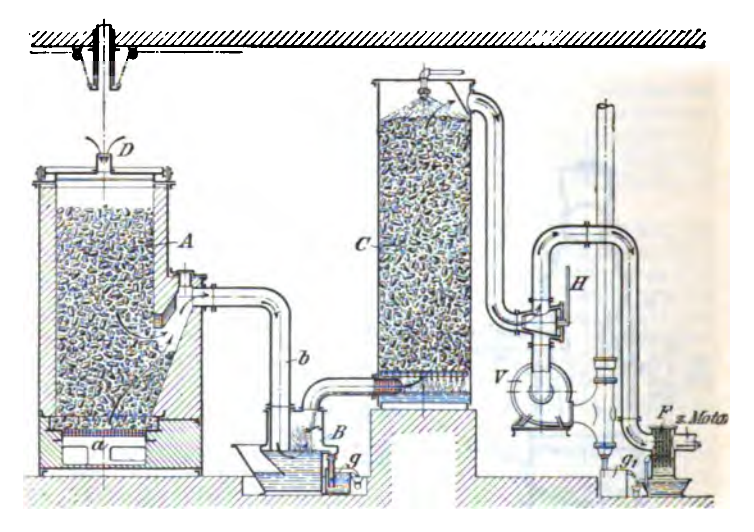


Fig. 818b.

Um auch bituminöse Brennstoffe, insbesondere Braunkohlen vergasen zu können, verkokt die Gasmotorenfabrik Deutz in ihrem sogenannten Doppelgenerator zunächst den Brennstoff und führt sodann die hierbei entstehenden Destillationsprodukte in permanente Gase über, die zur Vermehrung des aus dem Koks erblasenen Generatorgases dienen.

Der Generator *A* (Fig. 818b) besteht aus einem oben offenen Schachtofen mit Gasabzug in etwa halber Höhe des Schachtes. Indem der Motor bei jedem Saughube eine gewisse Gasmenge aus dem Skrubber *c* bezw. aus dem Generator absaugt, wird in diesen Apparaten eine Depression hervorgerufen, die sich in gleicher Weise der oberen wie der unteren Hälfte des Generators mitteilt.

Das über der oberen glühenden Zone des Generators frisch aufgeschüttete Brennmaterial wird durch die strahlende Hitze dieser Zone

entgast, und es werden die sich bildenden Kohlenwasserstoffe gezwungen, durch die glühende Schicht hindurchzutreten, wobei die Teere zersetzt und in permanente Gase übergeführt werden. Durch die gleichzeitig eingesaugte Luft findet nebenbei auch eine teilweise Vergasung des frischen Brennstoffes statt, die den Wärmeverbrauch des vorgängigen Entgasungs- bezw. Verkokungsprozesses deckt.

Die vollständige Vergasung des Brennstoffes erfolgt zufolge der durch den Aschenraum *a* eintretenden Luft im unteren Teile des Generators.

Die im oberen und unteren Teile des Generators gebildeten Gase werden durch ein gemeinsames Rohr *b* abgesaugt und gelangen durch den wassergekühlten Staubsack *B* in den Skrubber *C*, sodann durch den als Dreiweghahn ausgebildeten Umschalthahn *H* und den Stoßreiniger *F* in den Motor.

Der Ventilator *V* dient zum Anblasen des Generators.

Während des Stillstandes läßt man den Generator wie einen gewöhnlichen Füllofen weiterbrennen, wozu ein Kaminrohr auf den in der Mitte offenen, auf Rädern fahrbaren Schachtdeckel *D* herabgelassen wird.

g und g_1 sind Überlaufkasten.

Die hauptsächlichsten Bauverhältnisse der vorbesprochenen Generatoren und namentlich des Generatorschachtes gehen aus praktischen Versuchen und Erfahrungszahlen hervor.

Man kann nach Güldner als Durchschnittswerte des Rost- oder Schachtquerschnittes annehmen:

Für 1 PS_n Normalleistung { 55 bis 45 qcm bei Anlagen bis 25 PS_n
45 „ 35 „ „ „ über 25 „

Sehr kleinstückige und ferner wärmearme Brennstoffe erfordern eine größere Rost- bezw. Schachtfläche.

Der Fassungsraum des Generators muß bei drei- bis vierstündiger Beschickung mindestens betragen:

Bei Anthrazitbetrieb 3 *l*
„ Koksbetrieb 5 „
„ Braunkohlenbetrieb 5 „
} für 1 PS_n Motorleistung;

hiermit läßt sich bei angenommenem Schachtquerschnitt die Schachthöhe berechnen.

Gleichartige Brennstoffe verlangen einen um so größeren Generator, je grobstückiger sie sind.

Dem Skrubber (Naßreiniger) gibt man einen vom Wasser berieselten Fassungsraum von mindestens 20, besser von 25 bis 30 *l*, dem Sägespänereiniger (Trockenreiniger) einen solchen von mindestens 5, besser 10 bis 15 *l* für 1 PS Motorleistung.

3. Holzgas.

Der in Fig. 819 ersichtliche, zum Erzeugen von Holzgas als Betriebsmittel für Motoren dienende Generator Riché besteht aus einem gemauerten Ofen mit Feuerungsraum *i*, auf dessen Rost mit Kohlen, Holzabfällen oder dergl. lebhaftes Feuer unterhalten wird. Die

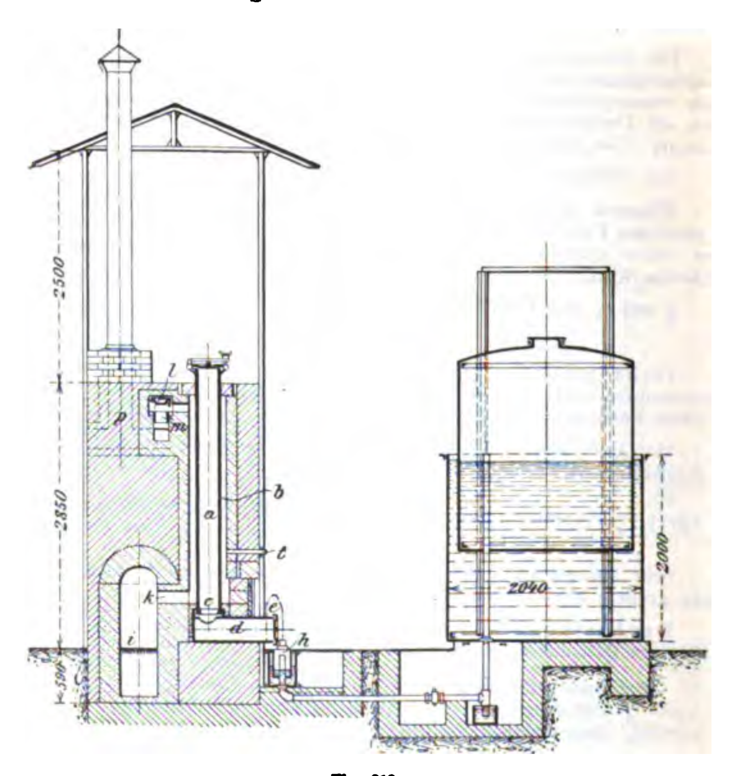


Fig. 819.

Heizgase treten durch wagerechte Kanäle *k* in zwei aufsteigende Schächte *b*, in denen gußeiserne, mit Holzstücken angefüllte Retorten aufgestellt sind, deren Unterteile auf einer mittleren Temperatur von etwa 900° C gehalten werden. Durch eiserne Rohre *t*, welche außen mit Glasscheiben verschlossene Kupferstutzen tragen, läßt sich die jeweilige Temperatur der Retorten beobachten.

An den Schächten *b* treten die Heizgase durch wagerechte Kanäle *l*, deren jeder mit einer Regelvorrichtung versehen ist, in einen gemeinsamen Kanal *m*, aus diesem durch den Kanal *p* in den Schornstein.

Jede Retorte besteht aus zwei Teilen: einem lotrechten Cylinder *a*, in dem die trockene Destillation des Holzes stattfindet, und aus einem sich anschließenden wagerechten Cylinder *d*, in dem sich die Rückstände der Destillation ansammeln. Die Verbindung der durch Deckel fest verschlossenen beiden Cylinder besteht aus einer mittels Asbest abgedichteten Ringnut *c* des wagerechten Cylinders *d*, in welche der untere Teil des lotrechten Cylinders *a* eingreift.

Die im oberen Teile der Retorte überdestillierten Gase bestehen im Mittel aus 20% Kohlensäure, 20% Kohlenoxyd, 15% Kohlenwasserstoff und 45% Wasserstoff. Sie treten durch Öffnungen *e* im vorderen Teile der wagerechten Cylinder *d* sowie durch angebrachte Krümmer in einen Wascher *h*, darauf in den Gasbehälter.

Der Heizwert des Holzgases beträgt im Mittel 3100 *WE*/cbm. Versuche ergaben bei der Destillation von 1400 g Holz mit 560 g Steinkohlen mittlerer Güte im normalen Betriebe 1000 l Gas von 3000 *WE*/cbm und mindestens 260 g gute Holzkohle. Bei Holzfeuerung sind die 560 g Steinkohlen durch 1200 bis 1600 g Holz oder Holzabfälle zu ersetzen. Damit ergibt sich ein gesamter Holzverbrauch von 3 kg für 1 PS/std; außerdem werden noch 260 g Holzkohlen gewonnen[1]).

b) Die flüssigen Kraftstoffe.

Diese Kraftstoffe sind vor ihrer Mischung mit der Verbrennungsluft zu verdampfen. Hierzu eignen sich am besten diejenigen Destillate des Rohpetroleums — Benzin und verwandte leichte Kohlenwasserstoffe (Gasolin, Ligroin) —, die schon bei mittlerer Temperatur der Luft verdunsten und mit dieser ein zündfähiges Gemisch bilden. Es genügt deshalb, die Luft durch ein mit flüssigem Benzin gefülltes Gefäß zu leiten, in welchem sie sich mit Benzin sättigt (Verdunstungskarburation), oder aber, wie jetzt zumeist geschieht, die erforderliche Benzinmenge durch einen Luftstrom mittels Düsen oder dergl. zu zerstäuben (Einspritzkarburation).

Der mittlere Heizwert des Benzins beträgt 11000 *WE*/kg, sein spezifisches Gewicht 0,670 bis 0,707 kg/l; der Siedepunkt liegt zwischen 65° und 90° C. Zur Verbrennung von 1 kg Benzin sind im Mittel etwa 17 cbm Luft erforderlich.

Bei genau gegebener Zusammensetzung kann für die Heizwertbestimmung des Benzins die sog. Verbandsformel (s. Anhang) Anwendung finden. Setzt man darin statt 8100 und 29000 die genauen Werte der Verbrennungswärme (für $C = 8080\, WE$, für $H = 28\,800\, WE$) und den Anteil statt in Kilogramm in Gewichtsprozent, so ist der Heizwert

$$h = 80{,}8\, C + 288 \left(H - \frac{O}{8}\right) WE/\text{kg}.$$

[1]) Über andere „Kraftgaserzeuger" s. R. Schöttler: Z. d. V. d. I. 1905, S. 1809 u. ff.

Nach **Güldner** beträgt für Benzin, Gasolin, Ligroin u. s. w.

die Entzündungstemperatur der Ladung etwa 500 bis 550° C,
„ gebräuchliche Verdichtungsspannung . . 2 „ 4 atm
(beim Banki-Motor mit Wassereinspritzung 12 bis 15 atm),
„ Verpuffungsspannung . . . . 12 bis 20 atm
(beim Banki-Motor bis 40 atm),
der mittlere indizierte Kolbendruck . . . . 4 „ 5,5 kg/qcm.

Auch **Spiritus** ist für Kraftmaschinenbetrieb gut verwendbar; sein Verkaufspreis steht im allgemeinen etwas höher als derjenige des Benzins, doch hat Spiritus vor diesem den Vorteil, daß seine Abgase nicht unangenehm riechen.

Zur Vergasung des Spiritus ist ein besonderer Verdampfer erforderlich, der beim Anlassen des Motors etwas angewärmt, nachdem durch die Abgase desselben geheizt wird. Der mittlere Heizwert für Rohspiritus von 90 Vol.-Proz. beträgt 5700 *WE*/kg, sein spezifisches Gewicht 0,83 kg/l. Zur Verbrennung von 1 kg dieses Kraftstoffes sind etwa 10 cbm Luft erforderlich.

Um den Heizwert zu erhöhen, wird in neuerer Zeit bei fahrbaren Motoren der Spiritus mit 10% bis 50% Benzol angereichert (karburiert).

Als weiteres Destillationsprodukt des Rohpetroleums findet **gewöhnliches Lampenpetroleum** (spezifisches Gewicht 0,78 bis 0,86 kg/l, Siedepunkt über 150° C) zum Maschinenbetriebe Verwendung.

Das Petroleum zeigt im Gegensatz zum Benzin bei gewöhnlichen Temperaturen fast keine Verdunstung; ein Gemisch von Luft und Petroleum in fein verteiltem Zustande ist daher nicht ohne weiteres zündbar. Um dies zu erreichen, muß das flüssige Petroleum zuvor in besonderen, beheizten Vergasern oder an genügend heißen Teilen des Cylinderkopfes verdampft werden. Das Anlassen der Maschine verlangt dann, wie beim Spiritusbetriebe, eine vorherige Beheizung der Vergaserwände. Die heißen Vergaserwände dienen häufig auch zur Zündung der verdichteten Ladung, oder aber es wird die Zündung derselben durch besondere Glühkörper bewirkt. Sind Heizlampen für letztere vorhanden, so beheizen diese gleichzeitig auch die Vergaserwände.

Der Heizwert des Lampenpetroleums beträgt durchschnittlich 10500 *WE*/kg; zur Verbrennung von 1 kg Petroleum sind etwa 20 cbm Luft erforderlich.

Nach **Güldner** beträgt für Petroleum, Solaröl, Rohspiritus u. s. w.

die Entzündungstemperatur der Ladung etwa 530 bis 580° C,
„ gebräuchliche Verdichtungsspannung . 3 „ 5 atm
(beim Diesel-Motor 32 bis 35 atm),
„ Verpuffungsspannung . . . . 10 „ 18 „
der mittlere indizierte Kolbendruck . . . 3,5 „ 5 kg/qcm.

C. Der Kreisprozefs der Verbrennungsmotoren.

a) Das Verpuffungsverfahren.

Hat der Verdichtungsraum — mit Bezug auf das in Fig. 820 dargestellte **theoretische Spannungsdiagramm** — die Größe r_2, so tritt die Luft während des Kolbenweges 01 mit der Außenspannung p_1 und der Außentemperatur $T_1 = 273 + t_1$ (absolute Temperatur) in den

Cylinder ein und bildet durch Mischung mit den Verbrennungsgasen, welche sich im Verdichtungsraume befinden, die Ladung. Dieselbe wird beim ersten Rückgange des Kolbens, gemäß der Adiabate $\overline{12}$, auf das Volumen v_2 verdichtet, so daß die Spannung auf p_2 und die Temperatur auf T_2 steigt; dann erfolgt die Zündung, wodurch Spannung und Temperatur eine weitere Steigerung auf p_3 bezw. T_3 erfahren, hierauf die adiabatische Ausdehnung der Verbrennungsgase bis zum Volumen v_1, was der Austrittspannung p_4 und der Austritttemperatur T_4 entspricht. In 4 öffnet sich das Auspuffventil; Spannung und Temperatur sinken wieder auf p_1 bezw. T_1 und schließlich werden die Abgase mit atmosphärischer Spannung aus dem Cylinder ins Freie getrieben.

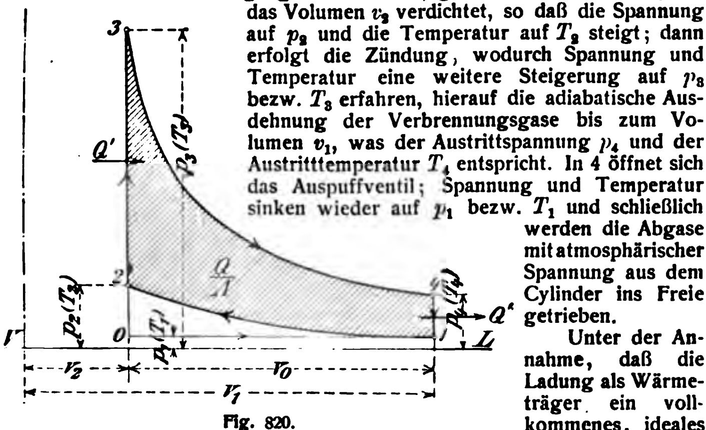


Fig. 820.

Unter der Annahme, daß die Ladung als Wärmeträger ein vollkommenes, ideales Gas sei und in einem wärmedichten Cylinder einen geschlossenen, umkehrbaren Kreisprozeß durchmache, findet sich der thermische Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis der in indizierte Arbeit umgesetzten Wärme $Q = Q' - Q''$ zu der zugeführten Wärme Q' nach Gl. 93 (S. 627) zu

$$\eta_t = \frac{Q' - Q''}{Q'} = 1 - \frac{T_1}{T_2}.$$

Bezeichnet $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ das Verdichtungs- bezw. Ausdehnungsverhältnis, so ist auch (vergl. S. 597)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} = 1 - \varepsilon^{1-x} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{131}$$

Hiernach hängt der thermische Wirkungsgrad η_t der Verpuffungsmotoren von dem Verdichtungsverhältnis ε, also von der Verdichtungsspannung p_2 ab; er ist außerdem von der Größe des spezifischen Wärmeverhältnisses $x = \frac{c_p}{c_v}$ abhängig (c_p und c_v bedeuten die spezifischen Wärmen bei unveränderlichem Druck bezw. unveränderlichem Volumen), doch ist der Einfluß desselben auf p_2 nur gering.

Nach Güldner ist für $\varepsilon = 5$ der thermische Wirkungsgrad bei einem Leuchtgasgemisch

$$1:6, \quad \text{dessen } x = 1{,}354, \quad \eta_t = 1 - \frac{1}{6^{0,354}} = 0{,}435;$$

$$1:13{,}5, \quad \text{dessen } x = 1{,}383, \quad \eta_t = 1 - \frac{1}{5^{0,383}} = 0{,}461.$$

Der Unterschied beträgt

$$\frac{0,461 - 0,435}{0,435} 100 = \frac{2,6}{0,435} = 6\,\%.$$

Das schwache Gemisch liefert mithin einen um 6% besseren Wirkungsgrad η_t des Kreisprozesses als das reiche.

Man soll deshalb möglichst gasarme Ladungen verwenden und diese möglichst hoch verdichten.

Die Erfahrung lehrt aber, daß Verdichtungsgrade über $\varepsilon = 8$ bei Verpuffungsmotoren keinen erheblichen Vorteil in der Wärmeausnutzung mehr bieten und daß die wirtschaftliche Höchstverdichtung zwischen 16 und 20 atm liegen wird.

Die nachstehende Tabelle enthält thermische Wirkungsgrade η_t des Verpuffungsverfahrens für verschiedene ε und x.

$\varepsilon =$	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0
$x = 1,20$	0,129	0,167	0,197	0,221	0,242	0,260	0,275	0,301	0,322	0,340
$x = 1,25$	0,159	0,205	0,240	0,269	0,293	0,313	0,331	0,361	0,385	0,405
$x = 1,30$	0,188	0,241	0,281	0,313	0,340	0,363	0,383	0,416	0,442	0,464
$x = 1,35$	0,216	0,274	0,319	0,355	0,384	0,409	0,431	0,466	0,494	0,517
$x = 1,40$	0,248	0,313	0,363	0,402	0,434	0,460	0,483	0,520	0,550	0,574

Der thermische Wirkungsgrad läßt sich auch mittels der bekannten Gleichungen der Wärmetheorie bestimmen.

Es ist zunächst die absolute Arbeit des Ausdehnungshubes, nach Gl. 89 (S. 623),

$$L_a = \frac{p_3 v_2}{x-1}\left[1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{x-1}\right] = \frac{p_3 v_2}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right);$$

hierin ist noch die Verdichtungsarbeit des zweiten Taktes

$$L_k = \frac{p_2 v_2}{x-1}\left[1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{x-1}\right] = \frac{p_2 v_2}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right)$$

enthalten, nach deren Ausscheidung an verfügbarer Wärmearbeit verbleibt

$$L = \frac{Q}{A} = \frac{p_3 v_2}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right) - \frac{p_2 v_2}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right) =$$

$$\frac{p_3 v_2 - p_2 v_2}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right) = \frac{(p_3 - p_2) v_2}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right).$$

Der Arbeitswert der zugeführten Wärmemenge Q' ist

$$L' = \frac{Q'}{A} = \frac{c_v}{A}(T_3 - T_2) = \frac{c_v v_2}{A R}(p_3 - p_2) = \frac{(p_3 - p_2) v_2}{x-1}\text{[1]}.$$

[1]) Es ist, wenn c_p und c_v die spezifische Wärme des Gases bei unverändertem Drucke bezw. bei unverändertem Volumen und R die Gaskonstante (vergl. S. 597) bedeuten

$$c_p - c_v = A R,$$

oder

$$\frac{c_p - c_v}{c_v} = \frac{A R}{c_v} = x - 1.$$

Dividiert man mit dieser Gleichung in L, so ergibt sich der **thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses** zu

$$\eta_t = \frac{L}{L'} = \frac{\frac{(p_3 - p_2)\,v_2}{x - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right)}{\frac{(p_3 - p_2)\,v_2}{x - 1}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} = 1 - \varepsilon^{1-x},$$

d. h. genau wie vorher.

Durchschnittswerte von c_p, c_v und x für Luft und Verbrennungsgase sind in der nachstehenden Tabelle enthalten.

		c_p	c_v	$\frac{c_p}{c_v} = x$
Luft, rein und trocken . .		0,2375	0,1684	1,410
Verbrennungsgase von Leuchtgasgemischen	1 : 6	0,268	0,198	1,356
	1 : 9	0,259	0,189	1,370
	1 : 12	0,254	0,184	1,380

b) Das Dieselverfahren.

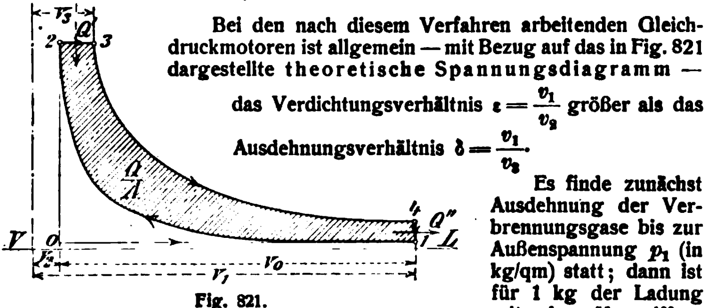


Fig. 821.

Bei den nach diesem Verfahren arbeitenden Gleichdruckmotoren ist allgemein — mit Bezug auf das in Fig. 821 dargestellte **theoretische Spannungsdiagramm** — das Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ größer als das Ausdehnungsverhältnis $\delta = \frac{v_1}{v_3}$.

Es finde zunächst Ausdehnung der Verbrennungsgase bis zur Außenspannung p_1 (in kg/qm) statt; dann ist für 1 kg der Ladung mit den Kennziffern des Diagramms die

zugeführte Wärmemenge $Q' = c_p\,(T_3 - T_2)\,WE$,
abgeführte „ $Q'' = c_v\,(T_4 - T_1)\,WE$.

Wegen des vorausgesetzten **adiabatischen** Verlaufes der Verdichtungs- und Ausdehnungslinie ist

$$T_3 = T_2\,\frac{v_3}{v_2} = T_2\,\varepsilon_1 \quad \text{und} \quad T_4 = T_1\left(\frac{v_3}{v_2}\right)^x = T_1\,\varepsilon_1^x,$$

somit auch

$$Q' = c_p\,T_2\,(\varepsilon_1 - 1) \quad \text{und} \quad Q'' = c_v\,T_1\,(\varepsilon_1^x - 1)$$

und es folgt für den **thermischen Wirkungsgrad**

$$\eta_t = \frac{Q' - Q''}{Q'} = 1 - \frac{Q''}{Q'} = 1 - \frac{c_v\,T_1\,(\varepsilon_1^x - 1)}{c_p\,T_2\,(\varepsilon_1 - 1)}$$

oder, da

$$\frac{c_v}{c_p} = \frac{1}{x} \text{ und } \frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{\varepsilon^{x-1}},$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{x} \frac{\varepsilon_1^x - 1}{\varepsilon^{x-1}(\varepsilon_1 - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \frac{\varepsilon_1^x - 1}{x(\varepsilon_1 - 1)} \quad . \quad . \quad 132$$

Hiernach ist der thermische Wirkungsgrad der Gleichdruckmotoren außer von dem Verdichtungsgrade ε und dem spezifischen Wärmeverhältnis x noch von dem Volldruckverhältnis $\varepsilon_1 = \frac{v_3}{v_2}$ wesentlich abhängig.

Bei einer höchsten Verbrennungsspannung der Luft von $p_2 = 33$ atm ergibt sich, wenn z. B. $x = 1{,}41$, $\varepsilon = 1{,}3$ und $\varepsilon_1 = 1{,}5$ bezw. 3,0 angenommen wird,

$$\eta_t = 0{,}616 \text{ bezw. } 0{,}540.$$

Es nimmt somit der thermische Wirkungsgrad η_t von Diesel-Motoren bei abnehmender Belastung, also kleinerem ε_1, merklich zu. Dies hat sich im praktischen Betriebe voll bestätigt.

Zu der Gl. 132 gelangt man ebenfalls durch die Beziehungen der Wärmearbeiten.

Es ist die absolute Arbeit des Ausdehnungshubes

$$L_a = p_2(v_3 - v_2) + \frac{p_3 v_3}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{x-1}}\right);$$

hierin ist noch die Verdichtungsarbeit des zweiten Taktes

$$L_k = \frac{p_2 v_2}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right)$$

enthalten, nach deren Ausscheidung an verfügbarer Wärmearbeit verbleibt

$$L = \frac{Q}{A} = \left[p_2(v_3 - v_2) + \frac{p_3 v_3}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{x-1}}\right)\right] - \frac{p_2 v_2}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right).$$

Der Arbeitswert der zugeführten Wärmemenge Q' ist

$$L' = \frac{Q'}{A} = \frac{c_p p_2}{AR}(v_3 - v_2) = \frac{x}{x-1} p_2 (v_3 - v_2),$$

woraus durch Division in L der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses

$$\eta_t = \frac{L}{L'} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \frac{\varepsilon_1^x - 1}{x(\varepsilon_1 - 1)}$$

sich wie vorher bestimmt.

c) Die indizierte Wärmearbeit.

Die wirkliche indizierte Wärmearbeit ist, wenn p_i den mittleren indizierten Kolbendruck (in kg/qcm) in den Fig. 814 und 815 ersichtlichen Diagrammen bedeutet,

$$Q_i = \frac{p_i v_0}{424} = 0{,}0023585\, p_i v_0 \; WE,$$

bezw.

$$L_i = Q_i\, 424 = p_i v_0 \text{ mkg},$$

worin, bei gegebenem p_i, N_i und n, das Kolbenhubvolumen v_0 (in cbm) aus

$$N_i = \frac{v_0\, p_i\, 2\, n}{4 \cdot 75 \cdot 60} = \frac{v_0\, p_i\, n}{9000} \text{ für Viertaktmotoren}$$

und aus

$$N_i = \frac{v_0\, p_i\, 2\, n}{2 \cdot 75 \cdot 60} = \frac{v_0\, p_i\, n}{4500} \text{ für Zweitaktmotoren}$$

zu ermitteln ist.

Bei einem stündlichen Verbrauch von C_s (kg oder cbm) Kraftstoff, dessen mittlerer Heizwert h, beträgt der wirkliche Wärmeaufwand für jeden Verbrennungshub

$$Q_w = \frac{C_s h}{30\, n} \text{ (Viertakt) bezw. } Q_w = \frac{C_s h}{60\, n} \text{ (Zweitakt)}$$

und die entsprechende Wärmearbeit eines Hubes

$$L_w = \frac{Q_w}{A} = \frac{C_s h\, 424}{30\, n} = \frac{14{,}133\, C_s h}{n} \text{ mkg (Viertakt),}$$

bezw.

$$L_w = \frac{C_s h\, 424}{60\, n} = \frac{7{,}067\, C_s h}{n} \text{ mkg (Zweitakt).}$$

Der indizierte thermische Wirkungsgrad ist dann

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_w} = \frac{L_i}{L_w} = \frac{N_i\, 75 \cdot 3600}{C_s h\, 424} \sim \frac{637\, N_i}{C_s h}.$$

Das Verhältnis der beiden thermischen Wirkungsgrade

$$\frac{\eta_i}{\eta_t} = \rho$$

liefert den Gütegrad ausgeführter Motoren in Bezug auf Wärmeausnutzung bezw. den Völligkeitsgrad des Diagrammes.

Unter Berücksichtigung der Eigenwiderstände N_r (in PS_i) der Maschine beträgt die nutzbare Leistung derselben

$$N_n = N_i - N_r$$

und der mechanische Wirkungsgrad der Maschine

$$\eta_m = \frac{N_i - N_r}{N_i} = \frac{N_n}{N_i},$$

wofür unter Benutzung der zu N_i, N_n und N_r gehörigen mittleren Kolbendrücke $p_i = p_n + p_r$ kg/qcm auch geschrieben werden kann

$$\eta_m = \frac{p_i - p_r}{p_i} = \frac{p_n}{p_i}.$$

Hiermit findet sich der für die Praxis ausschlaggebende wirtschaftliche Wirkungsgrad

$$\eta_w = \rho\, \eta_t\, \eta_m = \eta_i\, \eta_m$$

oder mit Bezug auf den Wärmeverbrauch

$$\eta_w = \frac{N_i\, \eta_m\, 75 \cdot 3600}{424\, C_s h} = \frac{N_n\, 75 \cdot 3600}{424\, C_s h} = \frac{636{,}8\, N_n}{C_s h} \sim \frac{637\, N_n}{C_s h}.$$

Erfahrungsmäßig ist $\rho = 0{,}4$ bis $0{,}75$, je nach Größe und Güte der Maschine, $\eta_m = 0{,}75$ bis $0{,}9$; Werte für η_t sind mittels der vorstehenden Gl. 131 bezw. 132 zu berechnen.

D. Ermittelung der Hauptmafse[1]).

Die einfachste und sicherste Grundlage für die Ermittelung der Hauptmaße der Verbrennungsmotoren bietet sich in dem Gewichte der erforderlichen Verbrennungsluft.

Es sei

N die Nennleistung eines Motors in PS (gewöhnlich 0,75 bis 0,85 der erreichbaren Höchstleistung),

n die Anzahl der Uml/min,

D der Kolbendurchmesser in m,

s der Kolbenhub in m,

$v_0 = 0{,}785\, D^2 s$ das Kolbenvolumen in cbm,

$v'_0 = \eta_v v_0$ die wirklich angesaugte Gemischmenge im Normalzustande in cbm,

L der wirkliche Luftbedarf für 1 cbm bezw. 1 kg Kraftstoff in cbm,

L_h der wirkliche Luftbedarf eines Saughubes bei der Nennleistung N in cbm,

C_s der stündliche Kraftstoffverbrauch für die Nennleistung N in cbm bezw. in kg,

C desgleichen für 1 PS_n/std,

C_h " " einen Saughub,

h der Heizwert des Kraftstoffes für 1 cbm bezw. 1 kg in WE,

$\eta_v = \dfrac{v'_0}{v_0}$ der volumetrische Wirkungsgrad des Saughubes,

$\eta_w = \dfrac{N\,75 \cdot 3600}{424\, C_s h} \sim \dfrac{637\, N}{C_s h}$ der wirtschaftliche Wirkungsgrad.

Dann ist zunächst allgemein für Viertaktmotoren

$$C_s = \frac{N\,75 \cdot 3600}{424\, h\, \eta_w} = \frac{636{,}8\, N}{h\, \eta_w};$$

$$C_h = \frac{N\,75 \cdot 60 \cdot 2}{424\, h\, \eta_w\, n} = \frac{21{,}23\, N}{h\, \eta_w\, n};$$

$$L_h = \frac{C_s L}{30\, n} = \frac{636{,}8\, N L}{30\, h\, \eta_w\, n} = \frac{21{,}23\, N L}{h\, \eta_w\, n}.$$

---

[1]) Nach H. Güldner, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 606 u. ff.

a) Motoren für gasförmige Kraftstoffe.

Die während eines Saughubes in den Cylinder gelangende Ladung

$$v_0' = C_h + L_h$$

erfordert ein wirksames Kolbenvolumen

$$v_0 = 0{,}785\, D^2 s = \frac{C_h + L_h}{\eta_v} = \frac{21{,}23\, N(1 + L)}{h\, \eta_w\, n\, \eta_v}.$$

Durch Auflösung nach den drei veränderlichen Hauptwerten D, s und n folgt hieraus

$$\left.\begin{aligned} D &= \sqrt{\frac{27{,}03\, N(1+L)}{h\, \eta_w\, s\, n\, \eta_v}}\ \text{m} \\ s &= \frac{27{,}03\, N(1+L)}{h\, \eta_w\, D^2\, n\, \eta_v}\ \text{m} \\ n &= \frac{27{,}03\, N(1+L)}{h\, \eta_w\, D^2\, s\, \eta_v} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{133}$$

b) Motoren für flüssige Kraftstoffe.

Da bei diesen das Mischungsverhältnis, selbst wenn der Kraftstoff im dampfdichten Zustande in den Cylinder eingeführt wird, erheblich kleiner ist als bei den reichsten Gasarten, kann unter Vernachlässigung des Kraftstoffvolumens gesetzt werden

$$v_0 = 0{,}785\, D^2 s = \frac{L_h}{\eta_v} = \frac{21{,}23\, N L}{h\, \eta_w\, n\, \eta_v}\ \text{cbm};$$

hieraus folgt

$$\left.\begin{aligned} D &= \sqrt{\frac{27{,}03\, N L}{h\, \eta_w\, s\, n\, \eta_v}}\ \text{m} \\ s &= \frac{27{,}03\, N L}{h\, \eta_w\, D^2\, n\, \eta_v}\ \text{m} \\ n &= \frac{27{,}03\, N L}{h\, \eta_w\, D^2\, s\, \eta_v} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{134}$$

Die in die Gleichungen 133 bis 134 einzusetzenden Zahlenwerte für die Wirkungsgrade η_w und η_v können den nachstehenden Tabellen I und II entnommen werden; desgleichen sind in Tabelle I Durchschnittswerte der Heizkraft und des Luftbedarfes für die hauptsächlichsten Kraftstoffe gegeben. Der in Spalte 5 bis 9 (Tabelle I) enthaltene Kraftstoffverbrauch setzt zeitgemäße Ausführung und geordnete praktische Betriebsverhältnisse voraus.

Der Verbrauch der Zünd- und Heizlampen ist an der inneren Arbeitsleistung nicht beteiligt und deshalb in den Angaben für den Kraftstoffverbrauch C unberücksichtigt geblieben; hingegen ist bei den Kraftgasmotoren der Brennstoffverbrauch des kleinen Dampfkessels (Druckgasanlagen mit Dampfkessel) eingerechnet.

I. Eigenschaften und Ausnutzung der Kraftstoffe.

1	2	3	4	5		6		7		8		9	
Kraftstoffe	Mittlerer Heizwert für 1 cbm (kg) h WE	Luftbedarf theoretisch L_0 für 1 cbm (kg) cbm	Luftbedarf wirklich L für 1 cbm (kg) cbm	Verbrauch C bei Nennleistung für 1 PS_n/std (bezogen auf 760 mm Q.-S. und 15°), wenn die Motorgröße N 5 PS_n: C cbm (kg)	5 PS_n: η_w	10 PS_n: C cbm (kg)	10 PS_n: η_w	25 PS_n: C cbm (kg)	25 PS_n: η_w	50 PS_n: C cbm (kg)	50 PS_n: η_w	100 PS_n und mehr: C cbm (kg)	100 PS_n und mehr: η_w
Leuchtgas arm	4500	5,5 bis 6,5	7.5 bis 10,0	0,70	0,20	0,63	0,22	0,58	0,24	0,54	0,26	0,525	0,27
Leuchtgas gewöhnlich	5000			0,63	0,20	0,57	0,22	0,52	0,24	0,48	0,26	0,47	0,27
	5500			0,58	0,20	0,52	0,22	0,48	0,24	0,44	0,26	0,43	0,27
Leuchtgas reich	6000			0,53	0,20	0,475	0,22	0,44	0,24	0,40	0,26	0,39	0,27
Kraftgas bezogen auf Anthrazit	7500	.	.	0,65	0,13	0,58	0,15	0,50	0,17	0,45	0,19	0,40	0,21
Kraftgas „ „ dessen Gas	1250	0,85 bis 1,0	1,1 bis 1,4	3,0	0,17	2,7	0,19	2,4	0,21	2,2	0,23	2,1	0,24
Kraftgas „ „ Koks [1]	7000			0,75	0,12	0,65	0,14	0,56	0,16	0,50	0,18	0,45	0,20
Kraftgas „ „ deren Gas	1150			3,3	0,17	2,9	0,19	2,6	0,21	2,4	0,23	2,3	0,24
Hochofengas	950	0,75	1,0 bis 1,2	.	.	3,7	0,18	3,3	0,20	3,0	0,22	2,8	0,24
Koksofengas	4500	5,3	7,0	.	.	1,0	0,17	0,85	0,19	0,75	0,21	0,70	0,23
Petroleum, gereinigt	10500	11,5	16 bis 22	0,55	0,11	0,50	0,12	0,46	0,13	.	.	.	.
Rohpetroleum (Diesel-Motor)	10000	11,0	18 „ 20	0,25	0,25	0,24	0,26	0,23	0,27	0,21	0,30	0,20	0,315
Benzin	11000	11,5	15 „ 20	0,30	0,19	0,28	0,21	0,25	0,23	.	.	.	.
Rohspiritus von 90 Vol.-Proz.	5700	6,0	8 „ 12	0,50	0,22	0,46	0,24	0,42	0,26	.	.	.	.

Die eingeklammerten Gewichteinheiten in den Spaltenköpfen 2 bis 9 gelten für feste und flüssige Kraftstoffe.

[1] Bei Sauggas-Anlagen einschl. 10 bis 15% eines vollen Tagesverbrauches für Anheizen mit Rückbrand.

II. Volumetrischer Wirkungsgrad η_v des Saughubes der hauptsächlichsten Ausführungsformen.

Mit Berücksichtigung der Verminderung des Ladungsgewichtes durch die Temperaturzunahme während des Saughubes ergeben erfahrungsgemäß:

langsam laufende Motoren mit gesteuertem Einlaßventil . . . . $\eta_v = 0,88$ bis $0,93$
langsam laufende Motoren mit selbsttätigem Einlaßventil . . . . $\eta_v = 0,80$ „ $0,87$
schnell laufende Motoren mit gesteuertem Einlaßventil . . . . $\eta_v = 0,78$ „ $0,85$
schnell laufende Motoren mit selbsttätigem Einlaßventil . . . . $\eta_v = 0,65$ „ $0,75$
sehr schnell laufende Wagenmotoren mit selbsttätigem Einlaßventil und Rippenkühlung . . . . $\eta_v = 0,50$ „ $0,65$

Verdunstungskarburatoren von Benzinmotoren vermindern η_v um 3% bis 5%.

E. Ausführungen der Verbrennungsmotoren.

a) Leuchtgas- bezw. Kraftgasmotoren.

1. Viertaktmotoren.

Die jetzige Bauart der von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover gebauten liegenden Viertakt-Gasmotoren zum Betriebe mit Leucht-, Kraft-, Hochofen-, Koksofengas u. s. w. zeigen Fig. 822 und 824.

Der mit dem Rahmen und den Wellenlagern aus einem Stück gegossene Cylindermantel ist auf seiner ganzen Länge unterstützt, wodurch eine ruhige Lage auf dem Fundament gewährleistet ist. Die aus einem besonders harten und dichten Eisen hergestellte, mit einem hinteren Flansch versehene Laufbüchse wird in ihrem vorderen Teile durch eine Stopfbüchse gegen den Wassermantel abgedichtet, so daß Längsdehnungen dieser Büchse möglich sind, ohne daß schädliche Spannungen hervorgerufen werden Der sehr lang gehaltene Kolben trägt am hinteren Teile sieben gußeiserne Spannringe, während der vordere Teil desselben die zur Cylinderachse normal gerichtete Komponente der Kolbenkraft aufnimmt und damit den Kreuzkopf entbehrlich macht.

Zum Ausgleich der hin und her gehenden Massen sind an den Kurbelarmen Gegengewichte angeschraubt. Die Lager der — wie auch die gekröpfte Kurbelwelle — aus geschmiedetem Stahl gefertigten Schubstange sind aus Phosphorbronze hergestellt bezw. mit einem Weißmetallfutter versehen; die Ringschmierlager der Kurbelwelle sind zweiteilig und mit Weißmetall ausgegossen. Die Schalen der mittels Tropföler geschmierten Steuerwellenlager bestehen aus Rotguß.

Der mit dem hinteren Cylinderende verschraubte Kopf trägt oben das Einlaßventil *b*, unten das Auslaßventil *c*; beide, durch Nocken der Steuerwelle beeinflußte Ventile, sind leicht zugänglich und ringsum

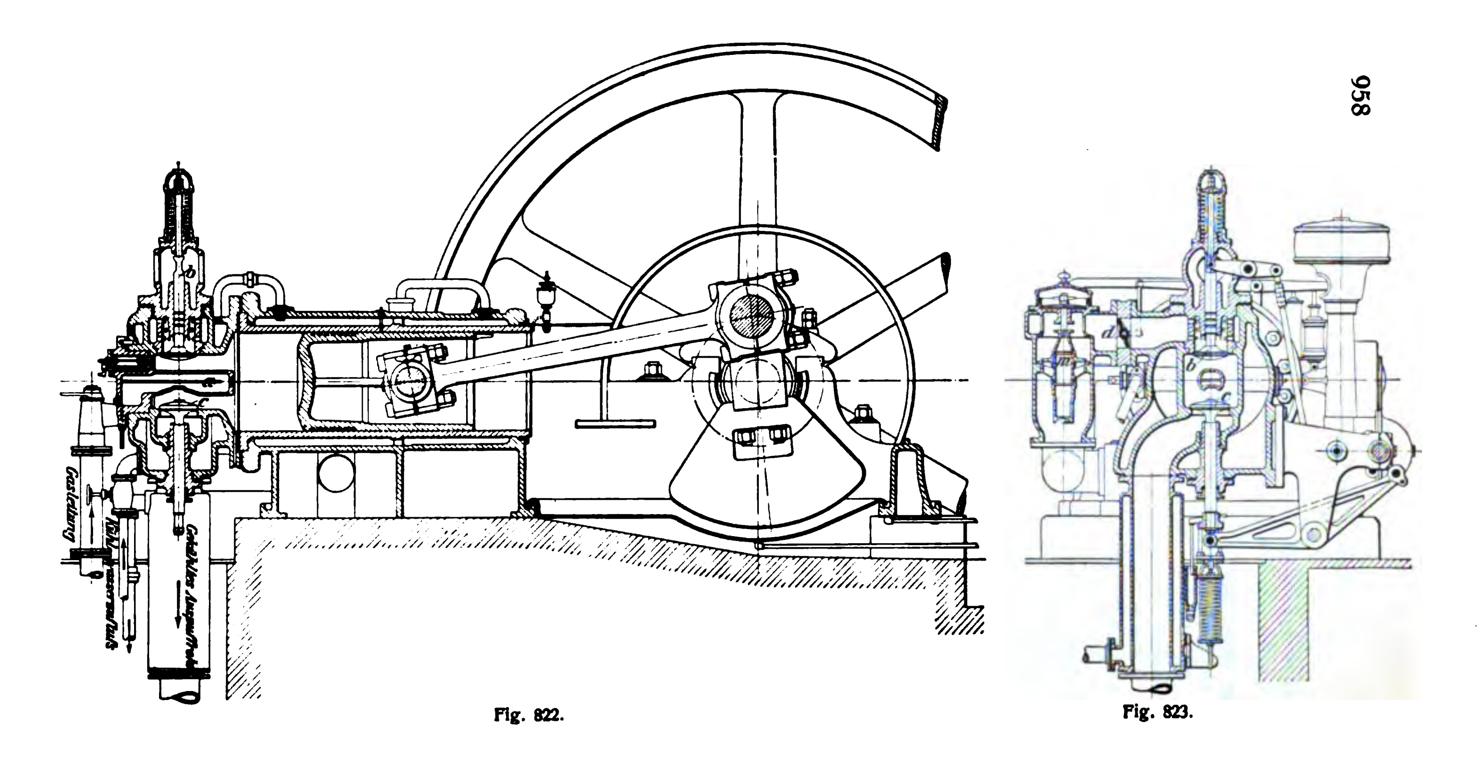


Fig. 822.

Fig. 823.

mit Wasser gekühlt. Um etwaige im Cylinder sich absetzende Ölrückstände vom Auslaßventil fernzuhalten, ist dasselbe über die Unterkante des Cylinders gelegt. Seitlich am Ventilkopf ist das Mischventil *m* bezw. — auf der anderen Seite — der elektrische Hauptzünder angebracht. Das Mischventil ermöglicht die selbsttätige Herstellung einer in der Zusammensetzung stets gleichbleibenden Ladung, gleichgültig, ob die Maschine mit veränderlichen Widerständen

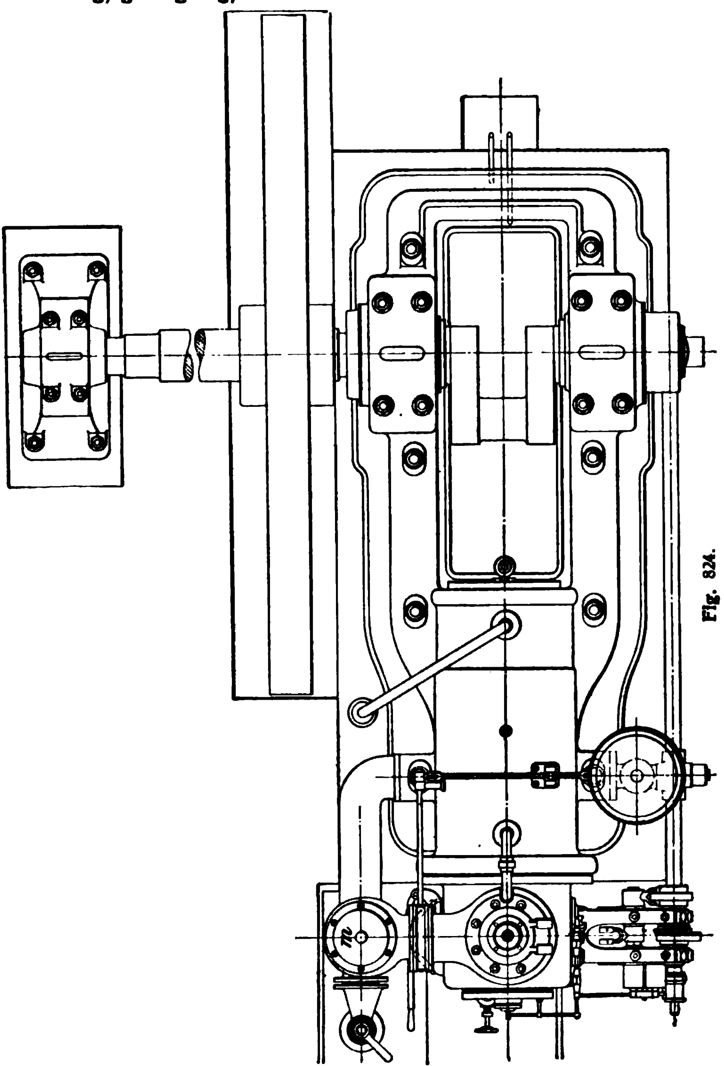


Fig. 824.

oder mit verschiedenen Umlaufzahlen arbeitet. Außer dem Hauptzünder ist noch ein zweiter, am Deckel des Ventilkopfes sitzender Zünder vorhanden, die beide durch einen auf dem Lagerbock der Steuerwelle angebrachten Magnetinduktor derart betätigt werden, daß der Augenblick der Zündung während des Betriebes verstellt werden kann.

Die Vorderseite des Ventilkopfes ist mit dem schon erwähnten Deckel versehen, der eine Reinigung des Verdichtungsraumes gestattet, ohne den Kolben herausnehmen zu müssen. Dieser Deckel trägt noch einen weit in den Verdichtungsraum hineinragenden, mit Wasser gekühlten hohlen Kolben *a*, wodurch die bei hohen Verdichtungsspannungen auftretenden Vorzündungen vermieden werden sollen.

Die Regelung der Maschine erfolgt durch Füllungsänderung mittels eines Kugelregulators, der zu dem Zwecke eine im Kanal zwischen Mischventil *m* und Einlaßventil *b* sitzende Drosselklappe *d* entsprechend verstellt – Füllungsregelung.

Derartige Motoren werden für Nennleistungen von 1 bis 165 PS als eincylindrige, darüber hinaus als Zwillingsmaschinen gebaut.

Bei den von der Gasmotorenfabrik Deutz in Köln-Deutz für mittlere und große Leistungen gebauten liegenden Viertakt-Gasmotoren (Fig. 825 und 826) ist die Laufbüchse des Arbeitskolbens ebenfalls in den, gleichzeitig den Kühlmantel bildenden Rahmen *a* von hinten eingesetzt und vorn mit einer Stopfbüchse gedichtet. An dem sich anschließenden Cylinderkopf *d* sind Gasventil *c*, Einlaßventil *h* und Auslaßventil *k* angeordnet.

Die Bildung der Ladung geht im Gehäuse des Einlaßventiles *h* vor sich.

Die Luft strömt durch den Stutzen *m* in den unteren, das Gas durch den Hahn *l* und das Ventil *c* in den oberen Teil des Ventilgehäuses, wo es, aus zahlreichen Löchern in die Luft eintretend, sich innig mit dieser mischt. Die so gebildete Ladung gelangt durch das Einlaßventil in den Cylinder und wird nach erfolgter Verdichtung durch einen elektrischen Funken entzündet.

Der zur Erzeugung des elektrischen Stromes dienende Induktionsapparat *f* besteht aus einem Bündel von Magneten, zwischen denen eine Drahtspule drehbar gelagert ist. Diese wird bei jeder zweiten Umdrehung durch einen von der Steuerwelle bewegten Hebel gegen die Magnete verdreht und schnellt gleich darauf durch Federkraft zurück. Hierdurch wird ein kurzer, kräftiger Strom erzeugt.

Der Unterbrecher *g* enthält einen in den Verdichtungsraum hineinragenden isolierten Kontaktstift, gegen den sich der innere Arm eines Kontakthebels legt. Durch die Verbindungsstelle fließt der im Induktor erzeugte Strom. Sobald er seine größte Stärke hat, wird durch einen Stoß gegen den äußeren Arm des Kontakthebels der Kontakt geöffnet, und es tritt der Unterbrechungsfunke auf, der die Zündung einleitet.

Auf der mittels Schneckenräder von der Kurbelwelle aus mit der halben Umdrehungszahl der letzteren angetriebenen Steuerwelle *s* sitzen die zur Betätigung der Steuerhebel der einzelnen Ventile dienenden Nockenscheiben. So wird das Auslaßventil *k* durch Hebel *r*, das Einströmventil *h* durch Hebel *q*, das Gasventil *c* durch Hebel *o* betätigt. Die elektrische Zündvorrichtung wird durch eine von der Welle *s* mittels Stirnkurbel bewegten Stange *p* gesteuert.

Zur Regelung der Geschwindigkeit dient ein mit Ölbremse versehener Schwungkugelregulator *e*, Bauart Hartung, welcher die auf der Steuerwelle verschiebbare Scheibe *t* für das Gasventil *c* beeinflußt; diese trägt einen schrägen Nocken, dessen Lage den jeweiligen

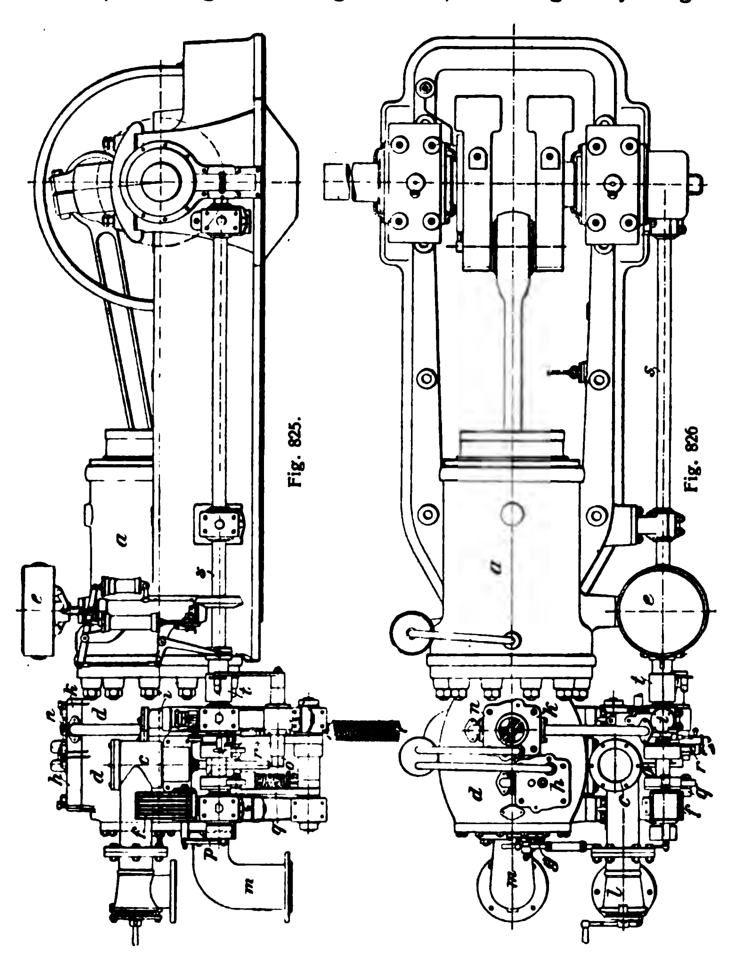


Fig. 825. Fig. 826

Hub des Gasventils bestimmt, so daß ein gasreiches oder -ärmeres Gemisch durch das Einlaßventil in den Cylinder gelangt — Mischungsregelung.

Der Motor wird durch Druckluft von 6 bis 8 atm Spannung in Gang gesetzt. Der Druckluftbehälter steht mit einem Kompressor, der

bei größeren Motoren mit einem kleinen Gasmotor gekuppelt ist, in Verbindung. Der Motor ist zu dem Zwecke mit einem von der Maschine gesteuerten Auslaßventil *i* und einem in den Deckel des Einströmventiles eingebauten selbsttätigen Rückschlagventil *n* ausgerüstet. Soll er in Gang gesetzt werden, so stellt man zunächst durch ein Reibungsschaltwerk das Schwungrad so ein, daß die Kurbel etwas über denjenigen inneren Totpunkt hinaussteht, welcher der Zündung entspricht. Läßt man nun durch Öffnen eines Absperrventiles die Druckluft zu, so setzt sich der Motor in Bewegung, indem durch das Auslaßventil *i* der Zutritt der Druckluft während eines bestimmten Kolbenweges jeder Arbeitsperiode freigegeben wird. Die verbrauchte Druckluft entweicht in der Auspuffperiode durch das Ausströmventil. Nach einigen Umdrehungen öffnet man den Gashahn der Maschine, und sobald die erste Zündung eingetreten ist — die Maschine sich also im normalen Betriebe befindet —, wird die Druckluft abgestellt. Damit unnötige Bewegungen des Anlaßventiles beim Gange der Maschine vermieden werden, läßt sich dessen Steuerwelle durch Verschieben aus dem Bereich des zugehörigen Nockens bringen. Vor der Einstellung des Schwungrades wird die Verdichtung ausgeschaltet; hierzu dient ein zweiter Nocken — der Anlaßnocken — der betreffenden Steuerscheibe.

Eine besondere Sicherung ist noch für den Fall vorgesehen, daß infolge von Überlastung oder anderer außergewöhnlicher Ursachen der Motor plötzlich stehen bleiben sollte. In diesem Falle könnte der Nocken das Gasventil in geöffneter Lage festhalten, so daß Gas in das Gehäuse des Einströmventiles und von hier in die Luftleitung und in den Aufstellungsraum des Motors gelangen würde. Um dies zu vermeiden, ist der Regulator so eingerichtet, daß er bei Unterschreitung einer gewissen niedrigen Umlaufzahl die Gasnockenscheibe nach links ablenkt, so daß die Gasrolle an der rechten Seite des Nockens vorbeigeht, das Gasventil also geschlossen bleibt.

Vor dem Ingangsetzen des Motors ist die Gasnockenscheibe wieder entsprechend einzustellen. Das geschieht durch Einklinken eines am Regulatorgestell gelagerten Anlaßhebels, der sich bei Überschreitung der Umlaufzahl selbsttätig auslöst.

Die Lager der Kurbelwelle sind für Ringschmierung eingerichtet.

Derartige Motoren werden für Leistungen von 35 bis 250 PS_n gebaut.

Für größere Leistungen — bis 500 PS_n — wie auch für kleinere Leistungen — von 40 PS_n an — liefert die Firma Zwillingsmotoren der vorbesprochenen Bauart und Wirkungsweise mit gleichgerichteten Kurbeln beider Cylinderseiten. Größere derartige Motoren erhalten an jedem Cylinderkopf zwei Auslaß- und zwei Einlaßventile. Durch den Regulator werden gleichzeitig beide Regulierhülsen, welche die Gasnocken tragen, beeinflußt.

Die schematische Anordnung der Einzelteile eines viercylindrigen Gasmotors der Deutzer Gasmotorenfabrik von 1000 PS_n lassen Fig. 827 und 828 erkennen.

Der mit vier Cylindern arbeitende Viertaktmotor erhält auf jeden Hub einen Antrieb; seine Wirkungsweise entspricht also der einer eincylindrigen (doppeltwirkenden) Dampfmaschine.

Je zwei gegenüberliegende Cylinder sind in einen gemeinsamen Rahmen eingebaut. Die vier Cylinder von je 840 mm Durchmesser

und 1000 mm Hub arbeiten auf eine gemeinsame, doppelt gekröpfte Kurbelwelle.

Bei 135 Uml/min und bei Speisung mit Hochofengas von ~ 950 *WE*/cbm entwickelt die Maschine eine Höchstleistung von ~ 1200 PS_n.

Seit einigen Jahren hat die Gasmotorenfabrik Deutz den Bau von liegenden doppeltwirkenden Viertaktmotoren auf-

Fig. 827.

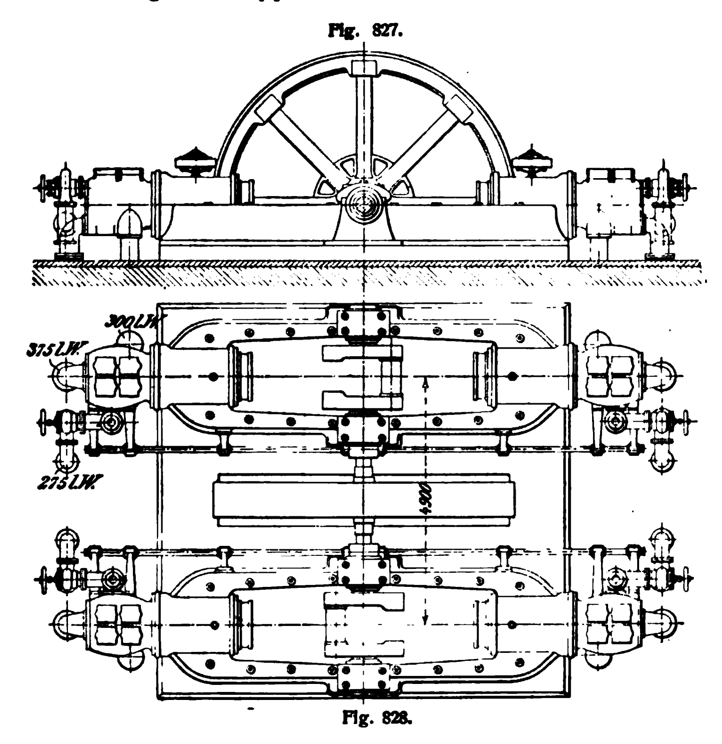


Fig. 828.

genommen, die in ihrer Gesamtanordnung den liegenden Ventildampfmaschinen ähnlich sind.

Die Arbeitsprozesse vollziehen sich bei diesen Motoren auf beiden Seiten des Kolbens derart, daß Eincylindermaschinen auf jeden zweiten Hub des Arbeitskolbens einen Antrieb erhalten. Fig. 829 bis 832 zeigen einen solchen eincylindrigen Gasmotor.

Die an den Enden des Cylinders sitzenden Einlaß- und Auslaßventile *a* bezw. *b* sind übereinander und leicht herausnehmbar in den ersteren eingebaut. Jedes Einlaßventil ist mit einem Luftschieber *c*

61*

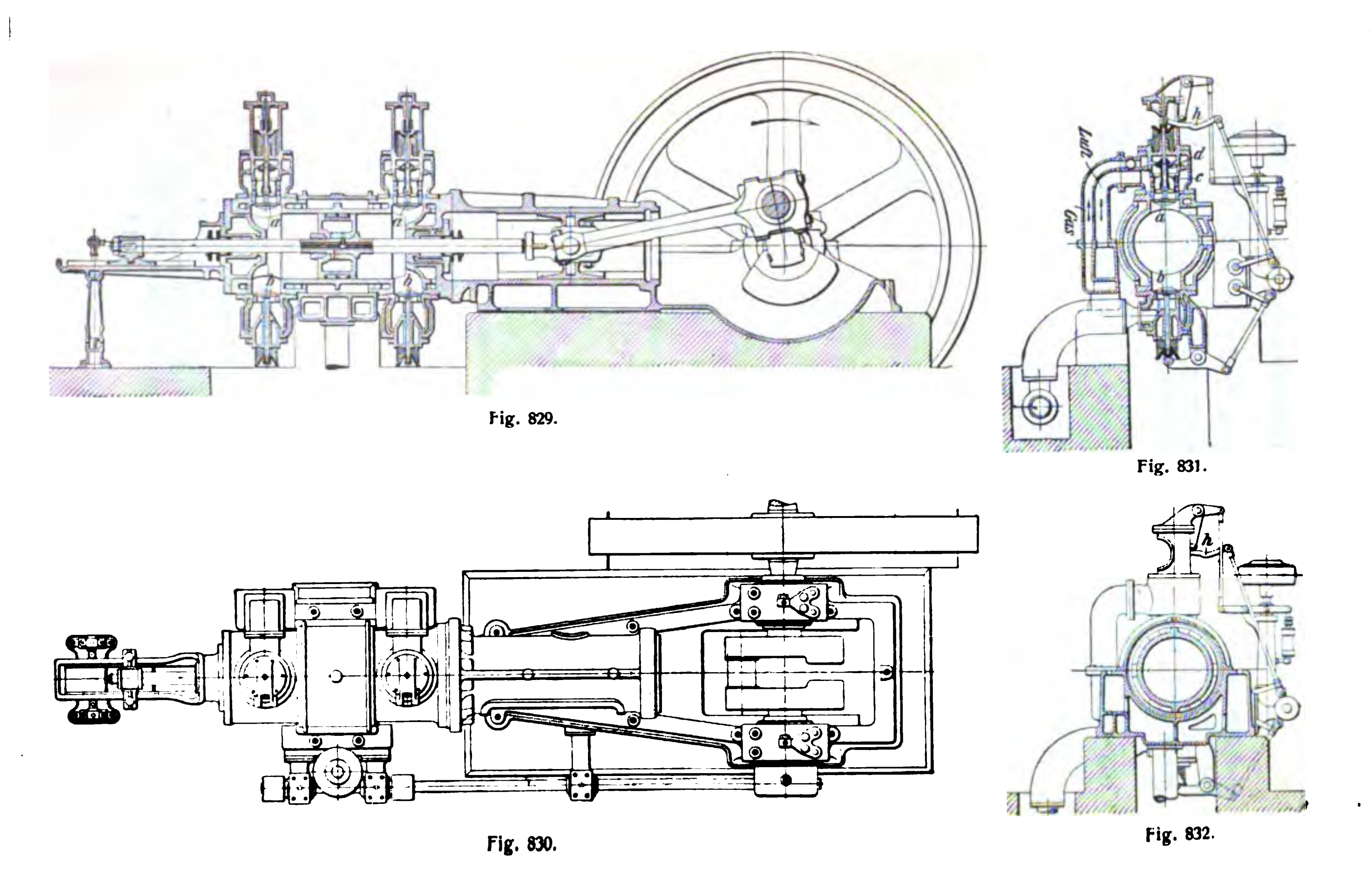


Fig. 829.

Fig. 831.

Fig. 830.

Fig. 832.

und ferner mit dem Gasventil *d* derart verbunden, daß alle drei Organe sich gleichzeitig öffnen und schließen, womit stets genau proportionale Querschnitte für den Eintritt von Luft und Gas bezw. des Ladungsgemisches in den Cylinder freigelegt werden.

Die Geschwindigkeitsregelung der Maschine geschieht dadurch, daß der Stützpunkt des Hebels *h*, der das Einlaßventil öffnet, in der Fig. 831 ersichtlichen Weise von einem mittels Zahnräder von der Steuerwelle aus angetriebenen Federregulator verstellt wird. Da bei geschlossenem Einlaßventil zwischen der als Stützpunkt dienenden Rolle und dem Einlaßhebel *h* ein geringer Spielraum vorhanden ist, so kann der Regulator frei spielen. Nur während der Einströmperiode — also während des vierten Hubes jedes Arbeitsspieles — wird der Regulatorhebel belastet und der Regulator infolgedessen festgehalten. Die Verhältnisse sind aber so gewählt, daß ein Ausgleiten der Rolle auf dem Hebel *h* nicht stattfinden kann.

Durch diese Art der Regulierung wird in gleicher Weise, wie bei der vorbesprochenen liegenden Gasmaschine von Gebr. Körting, bei stets gleichbleibendem Mischverhältnis der Ladung, nur deren Menge und damit deren Verdichtung geändert — somit eine äußerst günstige Brennstoffausnutzung erreicht — Füllungsregelung.

Fig. 831 zeigt die Stellung der Steuerungsteile bei voller Belastung des Motors, also bei dem größten Hub des Einlaßventils, wobei der Stützpunkt des Hebel *h* am weitesten von der Ventilspindel entfernt liegt — umgekehrt, d. h. beim Leerlauf des Motors, kommt der Stützpunkt des Hebels *h* ganz nahe an die Ventilspindel zu liegen.

An dem kräftigen Maschinenrahmen, der gleichzeitig die Kreuzkopfführung bildet, ist der nach hinten durch einen abnehmbaren Deckel verschlossene, in der Mitte noch in einem gußeisernen Bett ruhende Cylinder befestigt. Aus dem geräumigen Unterteil des gußeisernen Bettes, an das die Gas- und Luftleitungen angeschlossen sind, saugt sich jede Cylinderseite die zu bildende Ladung an.

Die Enden des Cylinders werden durch je einen mit Wasser gekühlten, leicht abnehmbaren Deckel mit centrisch eingesetzten Stopfbüchsen abgeschlossen. Auch die nach hinten verlängerte Stange des hier nochmals mittels besonderer Geradführung gestützten Kolbens wird durch Wasserkühlung auf einer geringen Temperatur erhalten.

Der Augenblick der elektrischen Abreißzündung ist während des Betriebes verstellbar.

Das Anlassen geschieht zumeist durch Druckluft aus einem Behälter, der mit Hilfe eines Kompressors nach Bedarf wieder aufgefüllt wird.

Doppeltwirkende Motoren werden in Größen von 150 PS_n für jeden Cylinder aufwärts gebaut.

Bei doppeltwirkenden Zweicylindermaschinen erhält man auf jeden Hub eine Kraftwirkung; ordnet man für ganz große Maschinen vier Cylinder (Zwillings-Tandemmaschinen) an, so läßt sich bei Versetzung der Kurbeln um 90° sogar auf jeden halben Hub eine Kraftwirkung erzielen.

Ein vereinigtes Mischungs- und Füllungsverfahren an Gasmotoren, derart, daß diese bei höheren Belastungsstufen nach dem Mischverfahren, bei niederen Belastungsstufen nach dem Füllverfahren geregelt werden, d. h. der Regulator im ersteren Falle ein

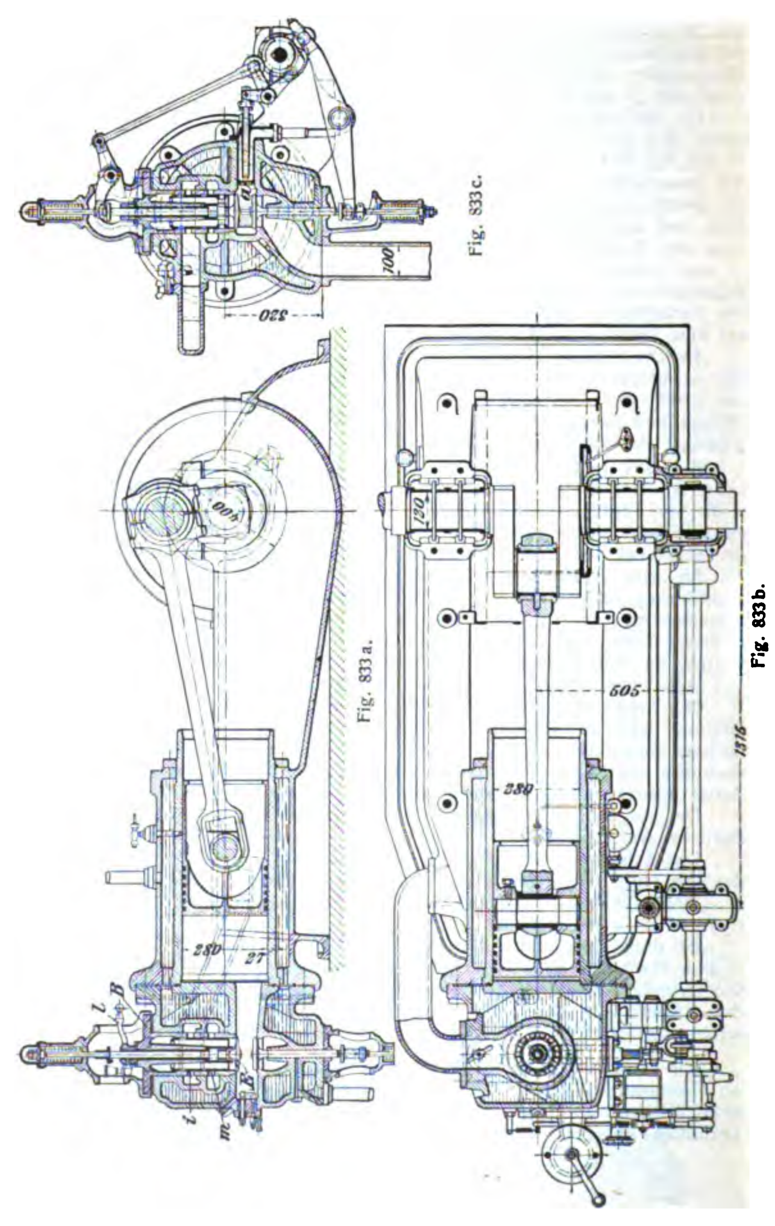


Fig. 833 c.

Fig. 833 a.

Fig. 833 b.

mit abnehmender Belastung ärmer werdendes Gemisch einstellt, im zweiten Falle die in der Zusammensetzung gleichbleibende oder doch nahezu gleichbleibende Ladungsmenge verändert, ist dem Ingenieur Mees patentiert worden.

Fig. 833a bis 833c zeigen einen nach diesem Verfahren geregelten Sauggasmotor liegender Anordnung von normal 21,5 PS.

Das im oberen Teile des Cylinderkopfes untergebrachte Einlaßventil E wird von einer auf der Steuerwelle aufgekeilten Daumenscheibe aus in bekannter Weise mittels Rollenhebels, Zugstange und Winkelhebels zwangläufig gesteuert. Als Abschlußorgan für die im cylindrischen Ventilsitz B angeordneten Luftkanäle i und Gaskanäle m dient ein durch einen Mitnehmer mit dem Einlaßventil verbundener Kolbenschieber, der somit gezwungen ist, die Bewegungen des Ventiles mitzumachen, und demzufolge beim Öffnen und Schließen desselben die genannten Kanäle mittels entsprechender Kanäle öffnet und schließt. Dieser Schieber ist jedoch nicht nur Abschluß-, sondern auch Regelorgan. Zu dem Zwecke greift eine in der Ventilführung drehbar gelagerte hohle Büchse mit ihrem unteren, als Gabel ausgebildeten Ende über den auf der Ventilspindel drehbaren und durch Zapfen mit dem Kolbenschieber verbundenen vorgenannten Mitnehmer. Am oberen Ende der hohlen Büchse ist der mit dem Regulator in Verbindung stehende Regulierhebel l befestigt. Wird letzterer vom Regulator verstellt, so werden die hohle Büchse, der Mitnehmer und damit auch der Kolbenschieber entsprechend verdreht, derart, daß die freien Durchgangsquerschnitte der Kanäle i und m für Luft und Gas je nach der Belastung des Motors vergrößert oder vermindert werden. Bleibt hierbei das Verhältnis der eröffneten Querschnitte dieser Kanäle bei allen Stellungen des Drehschiebers dasselbe, so wird bei veränderlicher Füllung und veränderlicher Verdichtung auch das Mischverhältnis der Ladung bei allen Belastungen unverändert bleiben — Füllungsregelung.

Es läßt sich aber auch Mischregelung erreichen, sofern mit dem dann kürzer ausgeführten Kolbenschieber nur der Gaszufluß durch die betreffenden Kanäle gedrosselt wird, während die Luftkanäle stets voll geöffnet bleiben.

Behufs Vereinigung beider Verfahren hat man die Luft- und Gaskanäle so zu gestalten, daß während des ersten Teiles der Drehbewegung des Kolbenschiebers, entsprechend den höheren Belastungsstufen des Motors, nur das Gas abgedrosselt wird und erst während des zweiten, den niedrigen Belastungsstufen des Motors entsprechenden Teiles der Drehbewegung Gas und Luft gleichzeitig in gleichem oder annähernd gleichem Maße abgedrosselt werden.

Dies läßt sich z. B. dadurch erreichen, daß die Luftkanäle des Schiebers wesentlich kürzer als diejenigen der Schieberbüchse gehalten werden. Dabei hat man es durch entsprechende Wahl der Höhenabmessungen der Kanäle in der Hand, das Mischverhältnis dem Heizwerte des Gases entsprechend festzulegen. Auch durch andere Formgebung der Luftkanäle des Schiebers — vereinigte Dreieck- und Rechteckform oder dergl. — und Beibehaltung der Rechteckform der Luft- und Gaskanäle in der Schieberbüchse sowie der Gaskanäle im Schieber läßt sich die vereinigte Mischungs- und Füllungsregelung eines Motors erreichen. Hierbei kann der Übergang von der einen Regelung zur anderen, je nach der Gestaltung der Kanäle, plötzlich oder aber auch allmählich stattfinden; im übrigen wird derselbe so zu

wählen sein, daß das bei dieser Schieberstellung angesaugte Gemisch noch genügend stark ist, um eine sichere Zündung und eine kräftige Verpuffung zu gewährleisten.

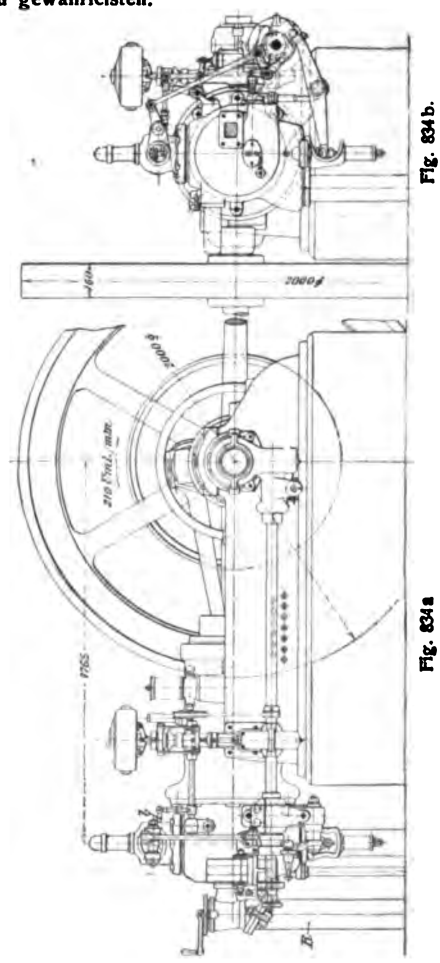


Fig. 834b.

Fig. 834a.

Die äußeren Formen des in Fig. 834a und 834b nochmals dargestellten Motors erinnern, wie auch die Steuerung, an den modernen Dampfmaschinenbau. Der Kühlmantel des Cylinders ist mit dem Rahmen in einem Stück gegossen und ersterer auswechselbar in den Mantel eingesetzt. Außer dem je von einem Wassermantel umgebenen Einlaß- und Auslaßventil sind weitere zur Steuerung des Motors dienende

Ventile nicht vorhanden. Der Augenblick der Zündung kann während des Betriebes verstellt werden. Zum Anlassen des Motors mittels Preßluft ist derselbe mit einem für gewöhnlich durch eine schwache Feder geschlossen gehaltenen Anlaßventil a, Fig. 834c (s. auch Fig. 834a), versehen, das durch eine Leitung mit einem Preßluftbehälter in Verbindung steht; es öffnet sich selbsttätig, d. h. ohne Zuhilfenahme besonderer Ausrückvorrichtungen, sobald ein mit der Ventilspindel verbundener Winkel- bezw. Rollenhebel h (Fig. 834c) durch die Aussparung u der Steuerscheibe S freigegeben wird. Die Handhabung beim Anlassen des Motors besteht ausschließlich darin, ein am Preßluftbehälter angebrachtes Absperrventil — nachdem die Kurbel in Anlaßstellung gebracht ist — zu öffnen.

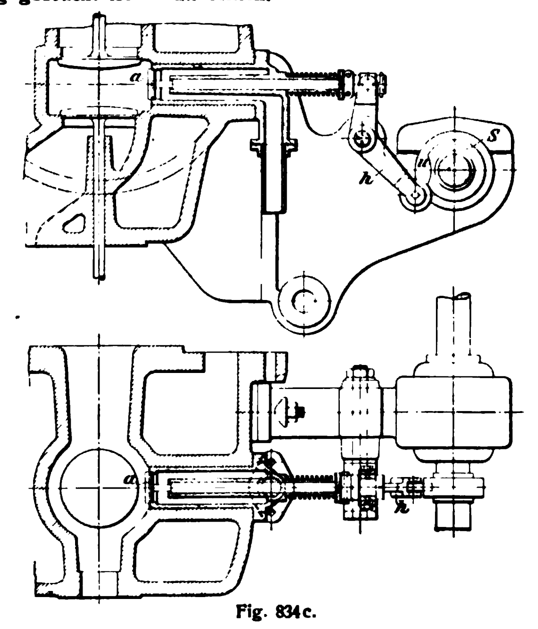


Fig. 834c.

Um das in den Cylinder gesaugte Gas von mitgeführtem Schmutz und Teer zu befreien, ist — außer den Reinigungsvorrichtungen der Gasanlage — kurz vor dem Gashahn des Motors noch ein auswechselbarer Rippenkörper oder dergl. in ein um einen Gelenkstutzen am Gasansaugetopf umlegbares Rohr R (Fig. 834a) eingehängt.

Der Verbrauch an englischem Anthrazit ($h = 7889$ WE/kg) wurde bei Versuchen für die Normalleistung des Motors von 21,66 PS_n im Mittel zu 0,382 kg für 1 PS_n/std festgestellt.

2. Zweitaktmotoren.

Bei der von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover gebauten doppeltwirkenden Zweitaktgasmaschine (Fig. 835 bis 837)

ist der Cylinder, in dem sich ein ungewöhnlich langer Kolben bewegt, in der Mitte mit Auslaßschlitzen versehen, durch welche die verbrannten Gase ausströmen und die durch den Kolben selbst in den beiden Totpunktlagen einmal nach der vorderen und einmal nach der hinteren Cylinderseite hin geöffnet werden, während das frische Gemisch an den Enden eingeführt wird. Durch die zweckmäßige Ausbildung des Einlaßorganes wird eine Mischung der zuerst über-

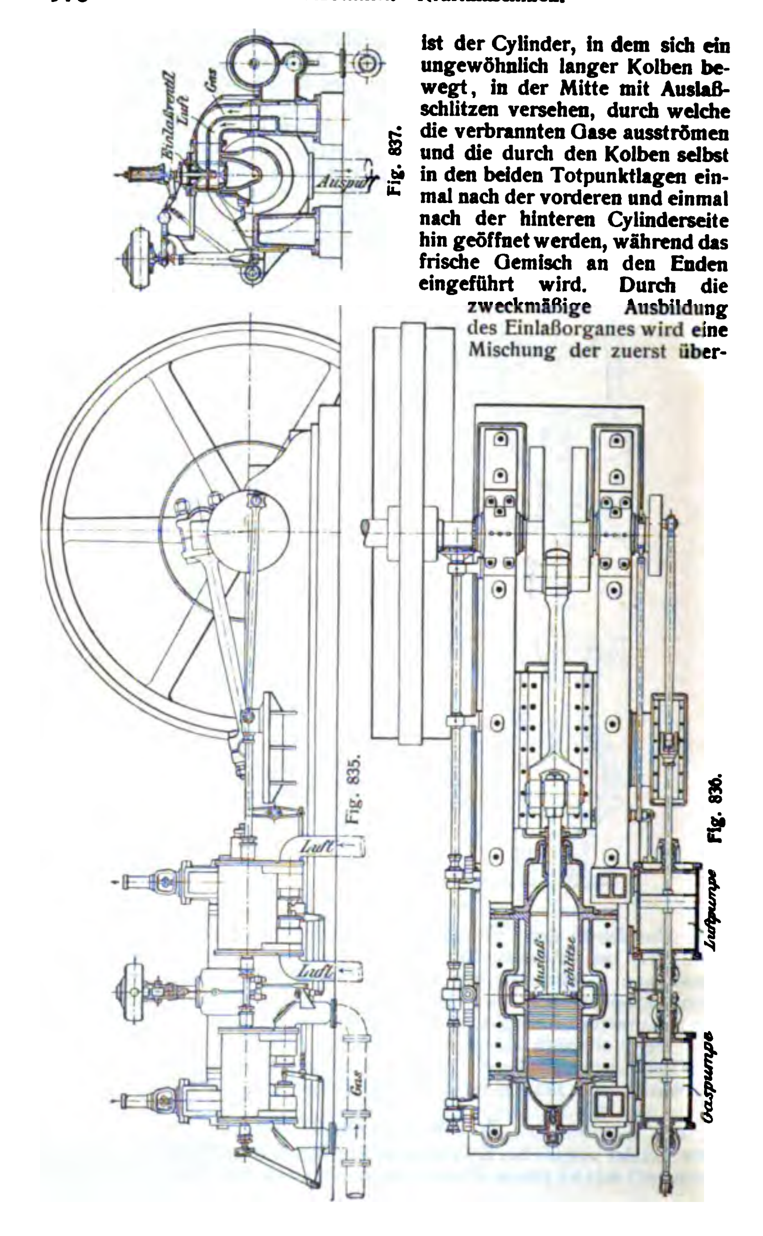


Fig. 837.

Fig. 835.

Fig. 836.

geschobenen Luft mit den verbrannten Rückständen einerseits und mit dem folgenden Brenngemisch anderseits genügend verhindert, und aus dem gleichen Grunde findet ein Verlust an Brenngemisch durch die beim Überschieben offen stehenden Ausströmschlitze nicht statt. Kurz nachdem die Auslaßschlitze durch den zurückgehenden Kolben wieder geschlossen sind, haben auch die Kolben der Luft- und Gaspumpe ihre Totpunktstellung erreicht, die Förderung des Gemisches hört also auf, und es wird im Cylinder in bekannter Weise weiter verdichtet, bis es im Totpunkt des Kolbens entzündet wird. Beim nächsten Vorwärtsgange des Kolbens äußert die entzündete Ladung infolge Ausdehnung ihre treibende Kraft, bis kurz, bevor die andere Totpunktlage erreicht ist, die Schlitze durch den Kolben wieder geöffnet werden und die verbrauchte Ladung am Ende ihrer Ausdehnungsfähigkeit austritt. Auf der anderen Seite findet der gleiche Vorgang statt.

Der Gang wird durch eine Steuerung geregelt, welche die Menge des eintretenden Gasgemisches je nach dem Kraftbedarf des Motors verändert.

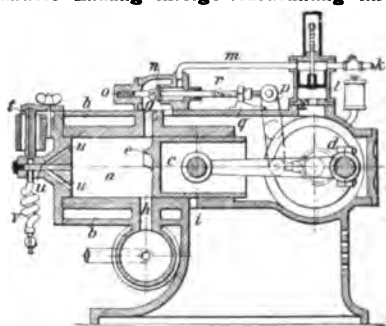


Fig. 838.

Cylinder und Kolben werden durch umlaufendes Wasser gekühlt.

Derartige mit Hochofengas betriebene Motoren von 500 bezw. 1000 PS_n (Zwillingsmotor) sind unter anderem für die Niederrheinische Hütte in Duisburg und für die Donnersmarckhütte in Oberschlesien gebaut worden.

Einen im einfachen Zweitakt arbeitenden kleineren Gasmotor — für Leistungen von 0,5 bis 15 PS_n bei 500 bis 180 Uml/min — der Firma Mietz & Weiß in New York zeigt Fig. 838.

Der Motor hat nur eine geringe Anzahl von Einzelheiten. Ventile, Nockenscheiben, Steuerwelle u. s. w. sind in Wegfall gekommen; zur Steuerung dient der Arbeitskolben. Um eine möglichst gleichförmige Bewegung zu erzielen, ist der Motor mit zwei Schwungrädern ausgerüstet.

Am oberen Ende des auf dem Kurbelgehäuse sitzenden kleinen Hilfscylinders l, in dem sich ein mittels Feder entlasteter leichter Kolben bewegt, ist die Gasleitung k bezw. m angeschlossen, während das untere Ende dieses Cylinders mit dem Kurbelraume d in offener Verbindung steht.

Die beim Einwärtshube des Arbeitskolbens c durch das hohle Maschinengestell und die Öffnung i des von einem Kühlmantel b umgebenen Cylinders a in den allseitig geschlossenen Kurbelraume d eingesaugte Luft wird beim darauffolgenden Auswärtshube des Kolbens verdichtet; hierbei wird auch der kleine Kolben des Hilfscylinders nach

aufwärts bewegt, wodurch — etwas später als die durch den Kanal *g* übertretende Luft — die Gasladung durch das gesteuerte Ventil *n* in den Arbeitscylinder *a* gelangt, sobald der Auspuffkanal *h* geöffnet ist. Wenn im Kurbelkasten der Überdruck ausgeglichen ist, sinkt der kleine Gaskolben infolge seiner Schwerkraft nieder und saugt dabei über sich eine neue Gasfüllung an. Ein am Boden des Kolbens *c* angegossener halbrunder Ablenker leitet das Gemisch während des Übertretens in den eigentlichen Verdichtungsraum des Arbeitscylinders und erschwert das Entweichen von unverbrannten Gasen durch den Auslaßkanal *h*.

Das Ventil *n* wird von einer Feder *o* für gewöhnlich geschlossen gehalten und durch einen Pendelregler geöffnet. Letzterer besteht aus dem durch ein Excenter von der Kurbelwelle aus gesteuerten Stößer *q*, der eine mittels Gegenmutter festgestellte Scheibe trägt, die sich auf einem schrägen Anlauf *q* des Maschinengestelles hin und her bewegt. Bei normaler Geschwindigkeit des Motors wird die Scheibe so langsam auf der schiefen Ebene aufwärts gleiten, daß der Stößer mit einem an seinem flachen Ende angeschraubten Stoßstück aus gehärtetem Stahl mit der Klinke *r* der Spindel des Gasventils *n* zusammentrifft und letzteres öffnet. Läuft die Maschine jedoch zu rasch, so wird der Stößer von der schiefen Ebene mehr oder weniger heftig abgeworfen, so daß er mit der Klinke nicht mehr zusammentrifft. Dabei bleibt also das Gasventil geschlossen und der Kolben im Hilfscylinder *l* saugt die vorher zusammengedrückte Gasladung wieder zurück. Die verdichtete Ladung wird durch das stehende Glührohr *t* entzündet, welches beim Ingangsetzen des Motors durch eine Spirituslampe erwärmt und im Betriebe durch die inneren Verbrennungen genügend heiß erhalten wird. Das zum Schutze gegen äußere Abkühlungen mit einem Mantel umschlossene Rohr *t* steht durch Kanäle *u* des Cylinderkopfes mit dem Verdichtungsraum in Verbindung.

Die Rohrschlange *v* soll Frühzündungen verhüten, also zur Regelung des Zündaugenblickes dienen.

b) Viertaktmotoren für flüssige Kraftstoffe.

Durch reinliche und geruchlose Zuführung und Verwendung von Petroleum zeichnet sich der nach dem Erfinder benannte Diesel-Motor aus. Derselbe gehört, da die Verbrennung allmählich, d. h. bei annähernd unverändertem Drucke erfolgt — im Gegensatz zu den vorbeschriebenen Verpuffungsmotoren —, zu den Gleichdruckmotoren. Die allgemeine Anordnung der Einzelteile des Diesel-Motors sowie seine Arbeitsweise u. s. w. sollen an Hand der Fig. 839 bis 843 ersichtlichen Abbildungen eines von der Maschinenfabrik Augsburg, A. G., in Augsburg gebauten derartigen Motors von 12 PS_n (normal) erläutert werden.

Der Ständer des stehend ausgeführten Motors ist mit der Grundplatte und dem Arbeitscylinder in einem Stück gegossen. Letzterer ist unten offen und oben durch einen Deckel geschlossen, der, wie Fig. 839 und 841 erkennen lassen, das Auslaßventil *a*, Einsaugventil *e*, Brennstoffventil *b* und das Anlaßventil bezw. Luftentnahmeventil *v* für die Luftpumpe enthält.

Sämtliche Ventile werden zwangläufig mittels unrunder Scheiben *s* geöffnet und durch Federn geschlossen; erstere sitzen auf einer gemein-

samen Steuerwelle *h*, die — von der Kurbelwelwelle aus mittels senkrechter Zwischenwelle angetrieben — nur halb so viel Umdrehungen als die Kurbelwelle ausführt. Cylinder und Deckel sind mit einem Wassermantel umgeben.

Durch die Brennstoffpumpe *p* (Fig. 843) wird die für die jeweilige Kraftleistung erforderliche Menge Petroleum in das Brennstoffventil *b* gefördert; in diesem wird das Petroleum mit Druckluft gemischt und alsdann im zerstäubten Zustande dem Arbeitscylinder zugeführt. Die am Sockel des Motors angebrachte kleine Luftpumpe *l* (Fig. 839 und 840) saugt die Zerstäuberluft nicht mehr wie früher aus der Atmosphäre an, sondern entnimmt sie unter ungefähr 10 atm Spannung dem Arbeitscylinder und verdichtet sie sodann weiter auf den für die Einblasung des Brennstoffes erforderlichen Überdruck von etwa 60 atm. Zu dem Zwecke befindet sich im Cylinderdeckel noch ein kleines Überströmventil, das während der zweiten Hälfte des Verdichtungshubes geöffnet wird, wenn die Verdichtungsspannung im Cylinder 10 atm überschritten hat. Infolgedessen tritt aus dem letzteren etwas Luft in die während des Betriebes gegen das Anlaßgefäß abgeschlossene Anlaß — bew. Überströmleitung, in der der Druck auf ungefähr 10 atm steht. Die Höhe dieses Druckes wird durch das Regelventil für die Luftpumpe eingestellt. Aus der Anlaßvorrichtung entnimmt nun die im Zweitakt arbeitende Luftpumpe ihren Luftbedarf und fördert ihn, nachdem die Verdichtung auf 60 atm erfolgt ist, durch die Druckleitung zum Einblasegefäß. Von hier aus führt die Einblaseleitung zum Brennstoffventil.

Das Anlassen des Motors erfolgt mittels verdichteter Luft, die ebenfalls von der Luftpumpe *l* erzeugt und in dem Einblase- bezw. Anlaßgefäß aufgespeichert wird. (Bei größeren Motoren ist für die Einblase- und für die Anlaßluft je ein besonderes Gefäß vorhanden.)

Die betreffenden Steuerhebel werden mittels eines Handgriffes *r* (Fig. 839) vor dem Anlassen in die Anlaßstellung, und nachdem der Motor die für die Zündung nötige Geschwindigkeit besitzt, wieder in die Betriebsstellung gebracht (vergl. weiter unten).

Die Zerstäubung des Petroleums erfolgt durch einen sog. Plattenzerstäuber. Derselbe besteht aus vier ringförmigen Platten, die in Abständen von mehreren Millimetern übereinanderliegen und deren je 2 mm weite Löcher gegeneinander versetzt sind. Vor dem Eintritt in den Cylinder wird das Petroleum von der Zerstäuberluft durch diese Löcher mitgerissen und dadurch zerstäubt. Da der Überdruck der Zerstäuberluft beim Durchgang durch die Löcher außerordentlich groß ist und die Löcher hinreichend weit sind, so dürfte eine Verschmutzung derselben ausgeschlossen sein.

Zur Regelung des Diesel-Motors dient die in Fig. 844 und 845 dargestellte Einrichtung.

Das Druckventil *d* der Brennstoffpumpe ist selbsttätig, während das Saugventil *s* derselben durch die Stange *u* mit einem Hebel *h* in Verbindung steht, der mit einem Ende am Regulator aufgehängt ist. Der Aufhängepunkt *f* kann, so lange der Regulator seine Stellung nicht ändert, als Festpunkt betrachtet werden. Das andere Ende *g* des Hebels wird durch die auf der Steuerwelle sitzende Kurbel *i*, die auch den Pumpenkolben *k* antreibt, hin und her bewegt, was ein Öffnen und Schließen des Saugventils zur Folge hat. Verstellt der Regulator

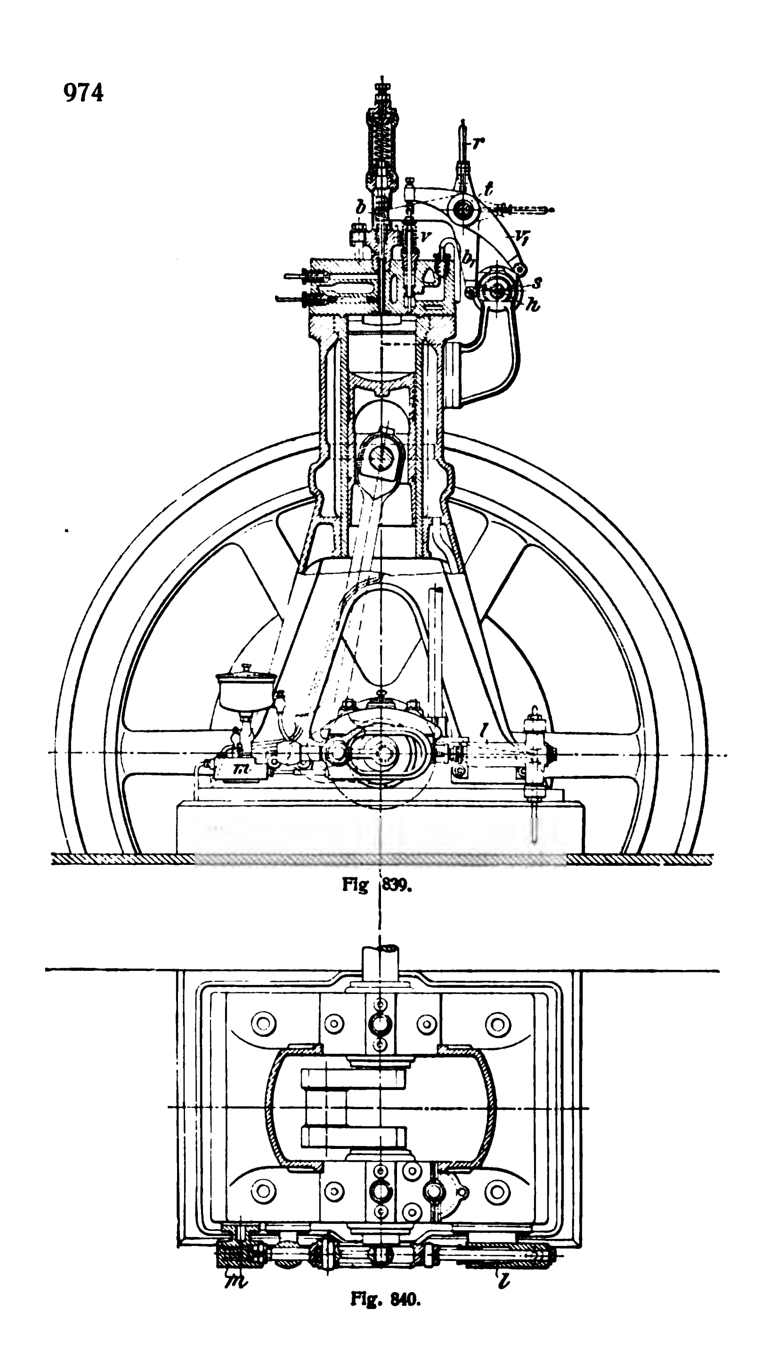


Fig 839.

Fig. 840.

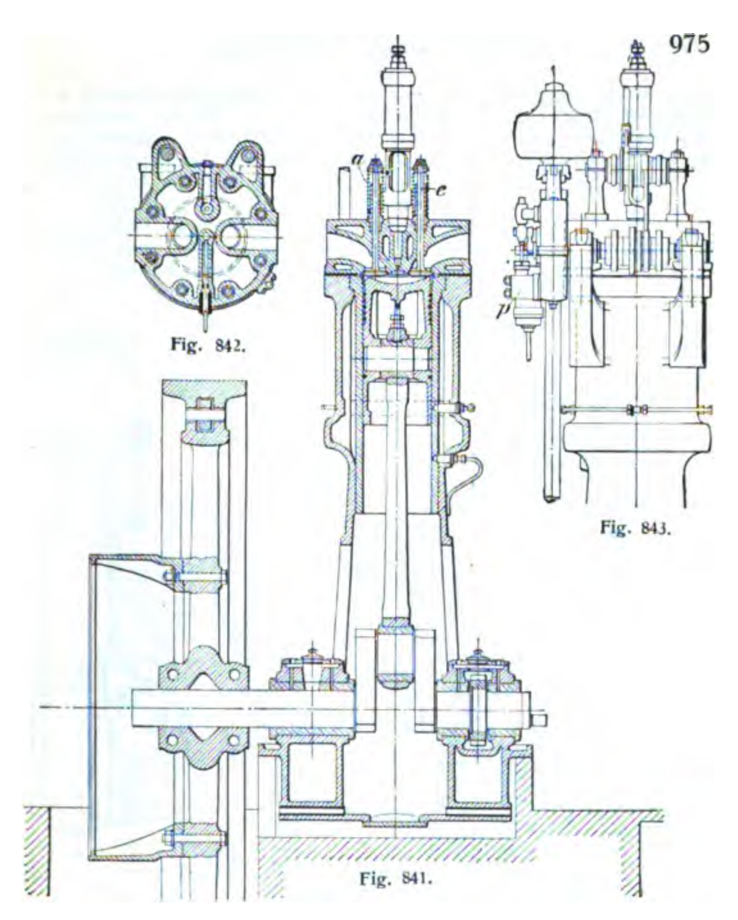


Fig. 842.

Fig. 843.

Fig. 841.

den Aufhängepunkt *f*, und zwar z. B. bei zunehmender Geschwindigkeit des Motors nach oben, so schließt das Saugventil erst später und öffnet wieder früher, so daß insgesamt weniger Petroleum gefördert wird. Dabei findet nur eine äußerst geringe Rückwirkung auf den Regulator statt.

Beim Anlassen muß das Brennstoffventil geschlossen bleiben und das Anlaßventil geöffnet werden, damit Druckluft aus dem Anlaßgefäß in den Arbeitscylinder eintreten und den Kolben in Bewegnng setzen kann. Die Hebel b_1 und v_1 (Fig. 839) für das Brennstoff- bezw. das Anlaßventil sitzen deshalb nebeneinander auf einer excentrischen Hülse *t*, die durch den bereits genannten Handhebel *r* verstellt werden kann. In der Anlaßstellung steht die Hülse bei wagerechter Lage des Handhebels (in Fig. 839 punktiert angegeben) so, daß die Rolle des Hebels b_1 von

ihrer Nockenscheibe absteht und daher von dieser nicht bewegt wird, während gleichzeitig die Rolle des Hebels v_1 an der zugehörigen Nockenscheibe anliegt und somit vom Anlaßnocken getroffen wird. Durch Drehen am Handhebel r nach oben wird die Betriebsstellung herbeigeführt. Es steht dann der Anlaßhebel b_1 von seiner Nockenscheibe ab und bleibt daher in Ruhe, wohingegen der Brennstoffhebel v_1 nunmehr mit seiner Rolle an der zugehörigen Nockenscheibe anliegt und von dieser bewegt wird.

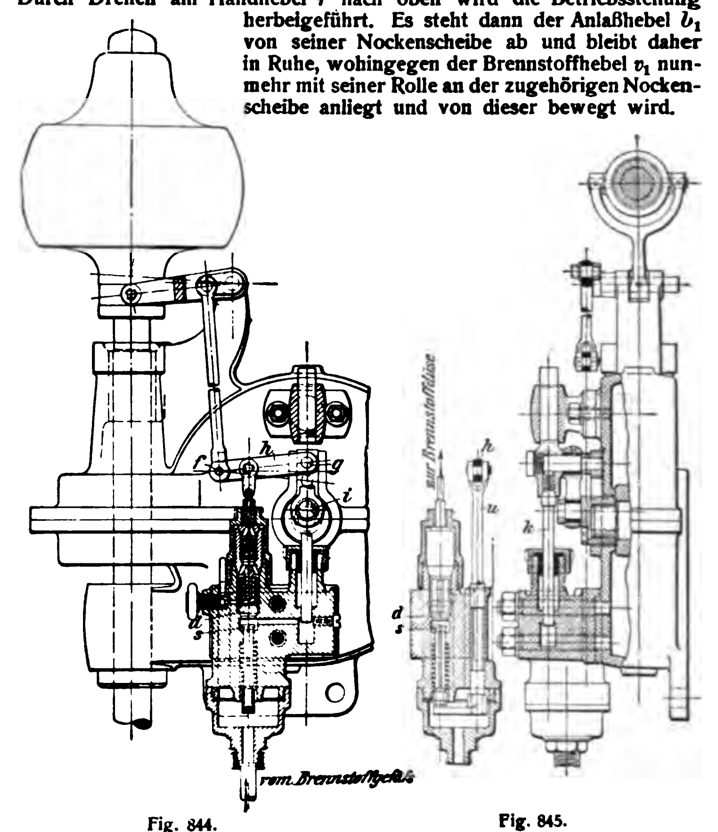


Fig. 844. Fig. 845.

Versuche, die Prof. Meyer im Juni 1902 auf dem Probierstande der Maschinenfabrik Augsburg an einem Diesel-Motor der vorbeschriebenen Bauart von 8 PS_n (normal) anstellte, ergaben bei normaler Belastung des Motors und beim Betriebe mit russischem Petroleum (spezifisches Gewicht 0,806 kg/l bei 18,7° C, Heizwert $h = 10\,300$ *WE*/kg) einen Ölverbrauch von 0,224 kg für 1 PS_n/std — entsprechend einer Ausnutzung der im Brennstoffe enthaltenen Wärme von

$$\frac{632}{0{,}244 \cdot 10\,300} = 27{,}4\,\%.$$

Der Arbeitscylinder des Versuchsmotors hat 165 mm Durchmesser bei 269,5 mm Hub; die zugehörige Luftpumpe besitzt 25 mm Durchmesser und 50 mm Hub.

Der mechanische Wirkungsgrad bei normaler Belastung wurde zu ~ 77,5 % ermittelt[1]).

Einen ebenfalls mit Petroleum arbeitenden stehenden Verpuffungsmotor für kleinere Leistungen zeigen Fig. 846 und 847. Auf dem von einem Kühlmantel umgebenen Cylinder *c* sitzt die Verbrennungskammer *d* mit dem Luftventil *s* und dem Verdampfer *f*.

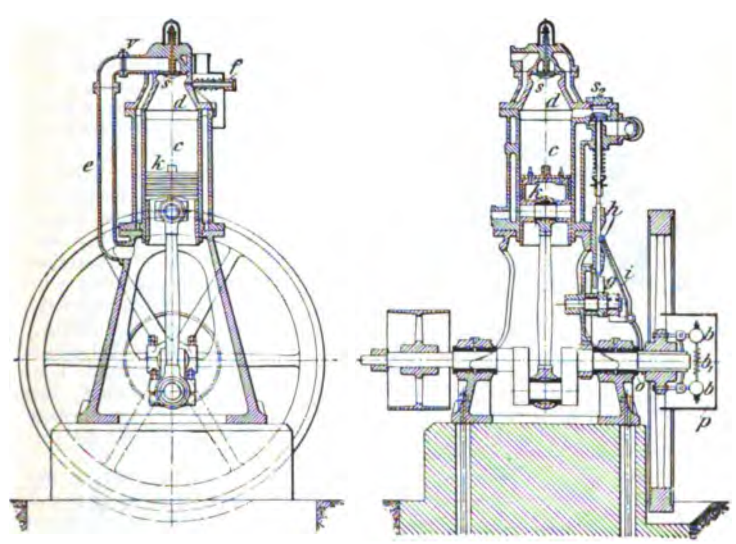


Fig. 846. Fig. 847.

Am äußeren Ende des letzteren liegt das Einströmventil für das Kraftmittel. Beim ersten Abwärtshube des Kolbens *k* wird durch das geöffnete Ventil *s* Luft in den Cylinder eingesaugt, und gleichzeitig werden durch eine von dem Daumen *g* der Steuerwelle bewegte Pumpe einige Tropfen Petroleum in den Vergaser befördert, welche hier verdampfen und mit der eingesaugten Luft das zur Verbrennung kommende Gemisch bilden. Dasselbe entzündet sich, nachdem es genügend verdichtet ist, an den rotglühenden Wandungen des Vergasers, die infolge der aufeinanderfolgenden Verbrennungen eine Temperatur von etwa 500° annehmen. Die Luftmenge läßt sich mittels einer in die Leitung *e* ein-

[1]) Über einen von der Firma Carels frères in Gent gebauten dreicylindrigen Diesel-Motor von 500 PS Nennleistung siehe Z. d. V. d. I. 1905, S. 1422. (Der thermische Wirkungsgrad dieses Motors wurde bei Vollbelastung zu 39,6 %, bei halber Belastung zu 44,9 %, der Petroleumverbrauch zu 0,206 bezw. 0,2098 kg für 1 PS_n/std ermittelt.)

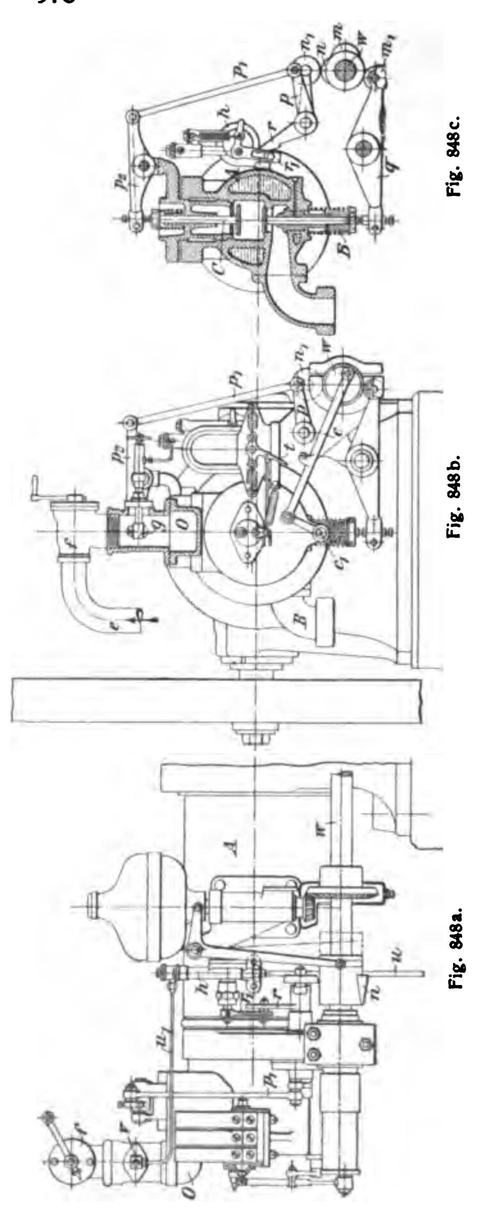


Fig. 848a. Fig. 848b. Fig. 848c.

gebauten Drosselklappe *v* regeln. Beim zweiten Aufwärtshube des Kolbens wird durch die Steuerung das Auspuffventil s_2 geöffnet. Zur Regelung der Geschwindigkeit dient ein in der Scheibe *p* untergebrachter Regulator mit zwei durch die Feder b_1 verbundenen Schwungkugeln *b*, die bei Überschreitung der normalen Umlaufzahl mittels Gestänges einen Ring *o* verschieben. In diesen greift der am anderen Ende mit einem Anschlag *h* zur Bewegung der Kolbenstange der Petroleumpumpe dienende Doppelhebel *i* ein. Bei entsprechender Verschiebung des Ringes *o* wird die Pumpe ausgerückt, und es gelangt infolgedessen kein Petroleum in den Vergaser. Dies dauert so lange, bis der Motor die normale Umlaufzahl wieder erreicht hat.

Da die mittels der Pumpe geförderte Petroleummenge nur von Hand geändert werden kann, bleibt die Zusammensetzung des aus Luft und Petroleumgasen bestehenden Gemisches während des normalen Ganges des Motors stets dieselbe.

Die von der G a s m o t o r e n f a b r i k D e u t z für Leistungen bis 30 PS_n in den Handel gebrachten liegenden Viertaktmotoren können mit B e n z i n, P e t r o l e u m oder, nachdem zuvor

durch Verlängerung der Schubstange der Verdichtungsraum des Cylinders verkleinert worden ist, auch mit Spiritus betrieben werden.

Die Bildung der Ladung geschieht bei diesen Motoren entweder mittels Brennstoffpumpe und Brause oder mittels eines Zerstäubers.

Fig. 848a bis 848c zeigen die Ausführung bei Ladungsbildung mittels Brennstoffpumpe und Brause.

Der Brennstoff (Benzin, Petroleum oder Spiritus) befindet sich in einem neben dem Motor aufgestellten Behälter, von dem er durch die

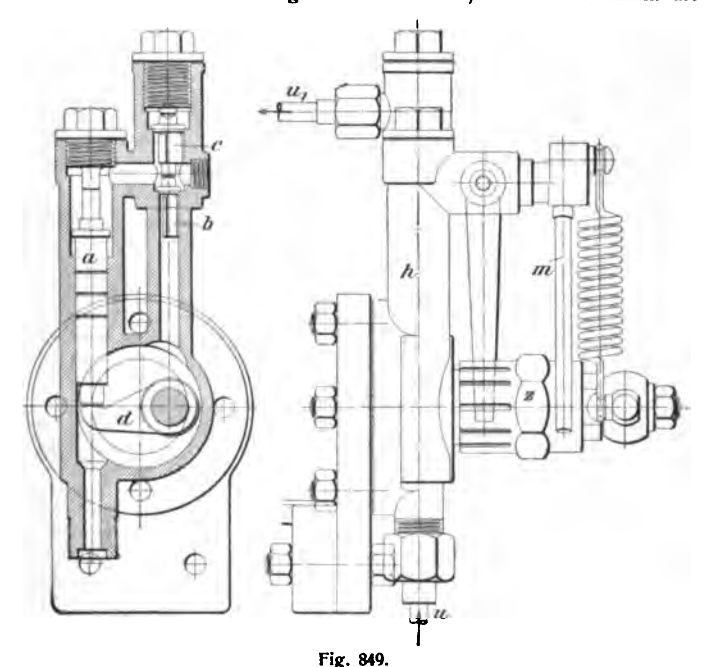


Fig. 849.

Leitung u der Pumpe h zufließt; diese drückt in jeder Saugperiode eine bestimmte Flüssigkeitsmenge durch die Leitung u_1 und die Brause g fein verteilt in den Mischraum O, in dem gleichzeitig auch vom Motorkolben angesaugte, durch Rohr e und den Hahn f strömende Luft gelangt. Nach inniger Mischung der letzteren mit dem Flüssigkeitsstaub tritt die angesaugte Ladung durch das geöffnete Einströmventil C in den von einem Kühlmantel umgebenen Cylinder A, wo der Brennstoff teils durch die strahlende Wärme der Cylinderwandungen, teils durch unmittelbare Berührung mit diesen Wandungen verdampft. Das Ausströmventil ist mit B bezeichnet.

Um einen mit Petroleum oder Spiritus betriebenen Motor auch bei kalten Cylinderwandungen in Gang setzen zu können, ist am Cylinder-

kopf eine Benzin-Anlaßvorrichtung vorgesehen. Dieselbe besteht aus einem kleinen Benzinbehälter, der durch ein Röhrchen mit feiner Spritzdüse mit dem Mischraum O in Verbindung steht und vor jedem Ingangsetzen mit Benzin gefüllt wird. Dasselbe wird beim Andrehen des Motors von der angesaugten Luft mitgerissen, und indem es hierbei verdampft, bildet es mit der Luft die explosive Ladung. Sobald die Cylinderwandungen genügend warm geworden sind, wird die Brennstoffpumpe eingeschaltet und der Motor dann mit Petroleum oder Spiritus weiter betrieben.

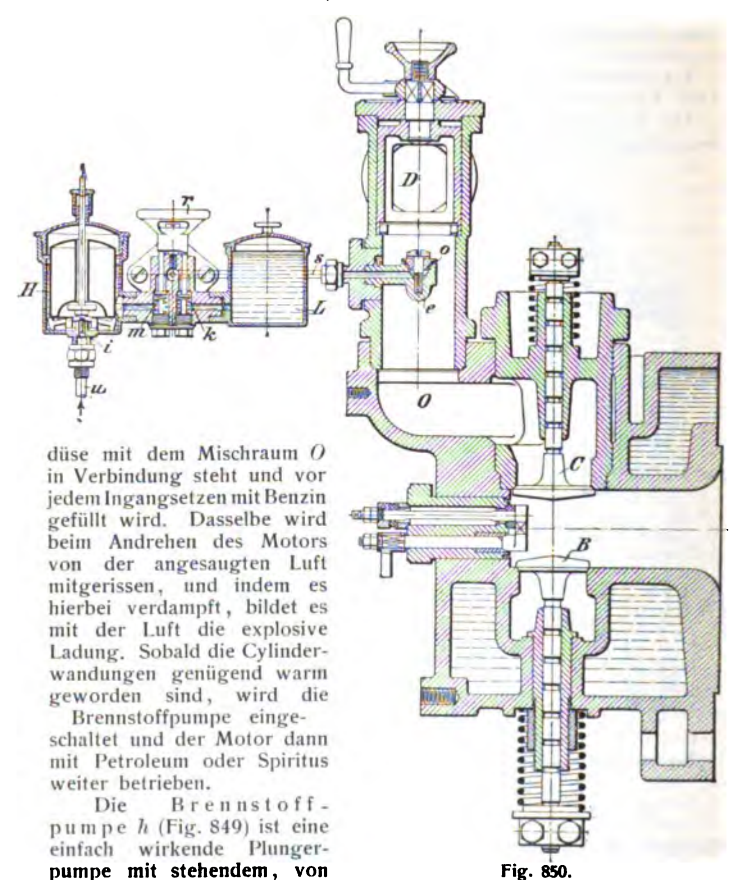


Fig. 850.

Die Brennstoffpumpe h (Fig. 849) ist eine einfach wirkende Plungerpumpe mit stehendem, von unten bewegtem Plunger a und selbsttätigem Saug- und Druckventil b bezw. c. Die Bewegung des Plungers erfolgt durch einen im Plungergehäuse gelagerten Druckhebel d, der mit dem äußeren Hebel r_1 (Fig. 848c) verbunden ist; dieser wird beim Auflaufen der Rolle n_1 auf den Einströmnocken n durch den Hebel r so bewegt, daß der Plunger einen Saughub ausführt, wohingegen er beim Ablaufen der Rolle unter Wirkung einer Feder auf die angesaugte Flüssigkeitsmenge drückend wirkt — der Brennstoff somit erst in der zweiten Hälfte der Saugperiode in den Mischraum O gelangt. Um den Pumpenhub und damit die Menge des

eingespritzten Brennstoffes ändern zu können, ist die Rolle des Pumpenhebels r_1 in einem Schlitz dieses Hebels stellbar.

Ein Handhebel m (Fig. 849) dient dazu, die Leitung u_1 der Pumpe vor dem Ingangsetzen des Motors so weit mit Brennstoff anzufüllen, daß dieser durch eine Bohrung des geöffneten Probierventiles v (Fig. 848 a) herausspritzt.

Die Ausführung des Cylinderkopfes bei Ladungsbildung mittels eines Zerstäubers läßt Fig. 850 erkennen.

Der Brennstoff fließt dem Zerstäuber durch eine Leitung u zu, wobei eine Schwimmerglocke im Gefäße H auf das Nadelventil i derart einwirkt, daß der Flüssigkeitsspiegel in dem Gefäße H stets auf gleicher Höhe erhalten bleibt; dieser Spiegel muß jedoch tiefer liegen als die Ausströmöffnungen o der durch Zuleitung s mit H verbundenen Zerstäuberdüse e.

Beim Saughube des Kolbens wird der durch die Düse e in feine Strahlen zerteilte Brennstoff von der durch den Hahn D gleichzeitig eingesaugten Luft zerstäubt und gelangt nach inniger Mischung mit dieser im Raume O durch Ventil C in den Cylinder, wo alsdann die Verdampfung in gleicher Weise wie bei der vorbesprochenen Ladungsbildung mittels Pumpe und Brause vor sich geht. Das Auslaßventil ist auch hier mit B bezeichnet.

Bei den mit Petroleum oder Spiritus betriebenen Motoren ist auch hier eine besondere Benzin-Anlaßvorrichtung vorgesehen. Dieselbe besteht aus dem mit einer Nase versehenen Handrädchen r, welches so gedreht wird, daß die Nase ein Ventil k aufdrückt und damit das Anlaßgefäß L durch die Leitung s mit der Düse e verbindet. Ist der Motor im Gange, so wird das Rädchen r so gedreht, daß seine Nase das Ventil m aufdrückt; das Ventil k schließt sich selbsttätig, und es kann dann nur Brennstoff aus dem Schwimmergefäß H in den Cylinder gesaugt werden. Durch entsprechende Stellung des Handrädchens läßt sich der Motor auch abstellen.

Die Zündung der verdichteten Ladung geschieht durch einen elektrischen Funken, der durch Unterbrechung des Stromes eines magnetisch-elektrischen Zündapparates erzeugt wird. Durch Verdrehen eines exzentrisch gelagerten Lenkerzapfens c_1 (Fig. 848b), an den die bei jeder zweiten Umdrehung des Motors mit dem Hebel t einer Drahtspule des Zündapparates in Berührung kommende Kurbelstange c gehängt ist, kann der Zeitpunkt der Zündung verstellt werden.

Die Steuerung aller bewegten Teile geschieht von einer am Motor entlang geführten, mittels Schneckenräder im Verhältnis 2 : 1 von der Kurbelwelle angetriebenen Steuerwelle w aus; auf dieser sitzende Nockenscheiben m und n (Fig. 848c) wirken mittels der Rolle m_1 und des Hebels q bezw. mittels der Rolle n_1 und der Hebelverbindung p, p_1, p_2 auf das von einem Kühlmantel umgebene Ausströmventil B bezw. auf das Einströmventil C. Die Nockenscheibe n kann durch den Regulator auf der Welle w derart verschoben werden, daß ein höherer oder niederer Teil des Nockens auf die Einströmrolle n_1 zur Wirkung kommt. Dadurch wird nicht nur das Einströmventil C mehr oder weniger geöffnet, sondern, da der auf der Nabe des Hebels p aufgesetzte Arm r den Pumpenhebel r_1 betätigt, auch der Hub der Brennstoffpumpe h entsprechend eingestellt, somit — unter Aufrechterhaltung der prozentualen Zusammensetzung der Ladung — deren jeweilige Menge verändert und eine kräftigere oder schwächere Verpuffung bezw. Arbeitswirkung des Motors erzielt — Füllungsregelung.

Zur Erleichterung des Ingangsetzens befindet sich auf der Nockenscheibe m noch ein zweiter, sog. Anlaßnocken, und es wird dann die Ausströmrolle m_1 so eingestellt, daß sie über beide Nocken der Scheibe m geht. Dadurch wird der Verdichtungsdruck, also der das Andrehen erschwerende Widerstand, vermindert.

c) Einzelteile und Zubehör.

(Über zulässigen Flächendruck für den Kurbel- und Kolbenzapfen s. S. 192.)

Ventile. Unter der Voraussetzung, daß der Ventilhub $h \leqq \frac{d}{4}$ (d = Lichtweite des Ventilsitzes ohne Rücksicht auf den Ventilschaft in cm), soll die mittlere Ansauge- und Ausschubgeschwindigkeit v womöglich 25 m/sek nicht überschreiten.

Damit ergibt sich, wenn noch

D den Kolbendurchmesser in cm, s den Kolbenhub in m, n die minutliche Umlaufzahl

bedeuten, aus

$$\pi d h = \frac{\pi D^2}{4} \frac{n s}{30 v}; \quad d h = \frac{D^2 n s}{120 v} = \frac{D^2 n s}{3000} \text{ qcm}.$$

Bei fünffacher Stangenlänge ist nach S. 277 die Kolbengeschwindigkeit $c_{max} = 1{,}6\, c$; bei $v = 25$ m/sek. steigt folglich die Höchstgeschwindigkeit auf $v_{max} = 40$ m/sek. Um diesen Grenzwert einzuhalten, verlangt jede Kolbenstellung einen Ventilhub

$$h \geqq \frac{D^2 s n}{d\,3000} \psi \text{ cm},$$

worin $\psi = \sin \alpha \left(1 \pm \frac{r}{l} \cos \alpha\right)$ — vergl. S. 277.

Die Werte ψ als Ordinaten mit den zugehörigen Kolbenstellungen als Abszissen liefern eine der Kolbengeschwindigkeitskurve (vergl. Fig. 246, S. 278) entsprechende Sinuskurve, aus der sich die Ventilhubkurve und damit die Form der Steuerungsnocken ableiten läßt. Die ψ-Kurve soll stets innerhalb der h-Kurve liegen.

Die Federspannung kann bei gesteuerten Ventilen etwa 0,4 bis 0,5 kg für 1 qcm Kegelfläche, bei selbsttätigen Ventilen je nach der Umlaufzahl und Kegelmasse 0,05 bis 0,07 kg/qcm genommen werden.

Kühlwasserleitung. Lichte Weite der Zuleitung etwa

$$d = \sqrt{0{,}15\, N} \text{ cm},$$

wenn N die Nennleistung des Motors und (sehr reichlich) ein Verbrauch an Frischwasser von 40 l für 1 PS_n/std und eine Durchflußgeschwindigkeit von 0,95 m/sek vorausgesetzt wird (PS_n = Höchstleistung des Motors). Weite der Abflußleitung – je nach Gefälle und Länge —

$$d_1 = 1{,}25 \text{ bis } 1{,}75\, d.$$

Die im „Anhang" (S. 1143) gebrachte Tabelle enthält abgerundete Mittelwerte für die Frischwasserzu- und -ableitung.

Luftleitung. Sofern das Volumen des Brennstoffes gegenüber demjenigen der Luft klein ist,

$$d = \sqrt{\frac{D^2 s n}{30 v_2}} \text{ m } (D \text{ und } s \text{ sind in } m \text{ einzusetzen}).$$

Für v_2 nehme man, je nach der Länge der Leitung, 10 bis 20 m/sek.

Nimmt das Brenngas einen wesentlichen Teil der Ladungsmenge ein, so kann d angemessen kleiner gehalten werden.

Gasleitung. Die im „Anhang" (S. 1143) gebrachte Tabelle enthält auch hierfür praktische Mittelwerte.

Druckluftleitung zum Anlassen. Siehe ebenfalls „Anhang" (S. 1143).

Auspuffleitung. Rohrquerschnitt bis zum Auspufftopf, je nach der Entfernung, gleich dem 1,1 bis 1,3-fachen freien Ventilquerschnitt.

Auspufftopf. Rauminhalt etwa gleich dem 6 bis 8-fachen Cylinderraum. Wandstärke der gußeisernen Töpfe vom Durchmesser D (in cm)

$$s = \frac{D}{50} + 0{,}6 \text{ cm (doch mindestens } s \geqq 1{,}5 \text{ cm)};$$

Höhe etwa: $H = 1{,}25$ bis $1{,}75\, D$.

Von $D \sim 100$ cm an werden die Töpfe in Schmiedeisen ausgeführt.

Siebenter Abschnitt.

Elektrotechnik.

Bearbeitet von Prof. Dr. Kollert,
Lehrer an den technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

I. Physikalische Grundlagen.

A. Das absolute Maßsystem.

Die in der Elektrotechnik verwendeten Maßeinheiten beruhen au dem von Gauß begründeten absoluten Maßsystem, wobei als Grundeinheiten diejenige der Länge (1 cm od. 1 C), der Zeit (1 sek = 1 S) und der Masse (1 Gramm = 1 G) dienen.

Hieraus ergeben sich als abgeleitete Einheiten zunächst diejenigen der Geschwindigkeit (1 cm i. d. sek = 1 CS^{-1}), Beschleunigung (1 cm/sek i. d. sek = 1 CS^{-2}) und Kraft (= Masse mal Beschleunigung, Einheit 1 $G \times 1\, CS^{-2} = 1\, CGS^{-2}$ oder 1 Dyn); ferner die Einheit der mechanischen Arbeit (1 Dyn $\times$ 1 cm = 1 C^2GS^{-2} oder 1 Erg. Als technische Einheit dient 1 Joule = 1 J = 10^7 Erg), und diejenige der Leistung = Arbeit i. d. Zeiteinheit (1 Erg i. d. sek = 1 C^2GS^{-3}; als technische Einheit dient 1 Watt = 1 W = 10^7 Erg i. d. sek, als größere Einheit 1 Kilowatt = 1 KW = 1000 W). Die in der technischen Mechanik gebräuchlichen Grundeinheiten sind dejenigen der Länge (1 m), der Zeit (1 sek) und der Kraft (1 kg). Dann hat man für die Geschwindigkeit $1 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$, Beschleunigung $1 \frac{\text{m}}{\text{sek}^2}$, Masse $= \frac{\text{Kraft}}{\text{Beschleunigung}} = \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}^2}{\text{m}}$. Die Einheit der mechanischen Arbeit ist 1 mkg, diejenige der Leistung $1 \frac{\text{m kg}}{\text{sek}}$. Die übliche technische Einheit ist die Pferdestärke = 1 PS = $75 \frac{\text{m kg}}{\text{sek}}$ $\left(\text{englisch 1 HP (horse power)} = 550 \frac{\text{Fußpfund}}{\text{Sek.}} = 76 \frac{\text{m kg}}{\text{sek}}\right)$.

Tabelle I.

α. Technisch-mechanische Einheit		β. Absolute Einheit	Verhältnis $\frac{\alpha}{\beta}$
Länge	m	C	100
Fläche	m²	C^2	10 000
Raum	m³	C^3	1 000 000
Zeit	sek	S	1
Geschwindigkeit	m/sek	CS^{-1}	100
Beschleunigung	m/sek²	CS^{-2}	100
Masse	kg. sek²/m	G	9 806
Kraft	kg	CGS^{-2}	980 600
Arbeit	m kg	C^2GS^{-2}	98 060 000
"	"	J	9,806
Leistung	m kg/sek	C^2GS^{-3}	98 060 000
"	"	W	9,806
"	PS	KW	0,7355
"	HP	KW	0,746

Umgekehrt ist 1 KW = 1,36 PS = 1,346 HP.

B. Der Magnetismus.

a) Das magnetische Feld.

Magnetisches Feld heißt der Raum in der Umgebung magnetischer Körper, innerhalb dessen auf andere magnetische Körper Kräfte ausgeübt werden (Faraday). Diese magnetischen Kräfte lassen sich auf einen gewissen Zwangs- oder Polarisationszustand des Äthers zurückführen, welcher sich mit Lichtgeschwindigkeit ausbreitet und in Zug- und Druckspannungen äußert, von denen erstere in der Richtung der sogenannten Kraftlinien, letztere rechtwinklig dagegen stattfinden (Maxwell).

Der einfachste, allerdings nur gedachte, nicht wirklich bestehende magnetische Körper ist der punktförmige Magnetpol; es gibt Nord- und Südpole, die sich durch ihr entgegengesetztes Verhalten gegenüber einem gegebenen Feld unterscheiden. Ein solcher Magnetpol würde in einem gegebenen magnetischen Felde sich auf einer Kraftlinie bewegen, und zwar ein Nordpol in der einen (positiven), ein Südpol in der entgegengesetzten (negativen) Richtung.

Zwei punktförmige, gleichnamige Magnetpole stoßen sich ab, zwei ebensolche entgegengesetzte Pole ziehen sich an mit einer Kraft, welche in der Verbindungslinie beider liegt und dem Quadrat ihres Abstandes umgekehrt proportional ist. Außerdem ist diese Kraft proportional der Stärke jedes der beiden Pole, d. h. also dem Produkt dieser Größen (Coulomb).

Setzen wir die Kraft $K = \frac{\mathfrak{M}\,\mathfrak{M}'}{r^2}$ und messen hierin K in Dyn, r in cm, so bestimmt obige Gleichung die absolute Einheit der Polstärke als Stärke eines Pols, der auf einen gleich starken aus 1 cm Abstand eine Kraft von 1 Dyn ausübt; Benennung 1 $C^{\frac{3}{2}}G^{\frac{1}{2}}S^{-1}$.

In einem magnetischen Felde wird auf einen Pol $\mathfrak{M}$ eine Kraft ausgeübt, welche proportional $\mathfrak{M}$ und einer zweiten Größe $\mathfrak{H}$ ist, die wir als Feldstärke(-intensität) bezeichnen, und die, wenn wir in der Gleichung $K = \mathfrak{H}\,\mathfrak{M}$ wiederum K in Dyn, $\mathfrak{M}$ aber in absoluten Einheiten messen, ebenfalls in absoluten Einheiten definiert ist; Benennung $1\,C^{-\frac{1}{2}}G^{\frac{1}{2}}S^{-1}$ oder 1 Gauß. Bewegt sich sonach ein Pol in einem magnetischen Felde, so wird mechanische Arbeit geleistet oder verbraucht im Gesamtbetrage $A = \mathfrak{M}\,S\,\mathfrak{H}\,ds\cos\alpha$, wobei die Summe S über alle Elemente ds des Weges zu erstrecken ist; α ist der Winkel, den ds mit $\mathfrak{H}$ bildet. Ist überall $\alpha = 90^0$, d. h. bewegt sich der Pol auf einer zu den Kraftlinien rechtwinkligen Fläche, so ist $A = 0$ (Niveau- oder Gleichgewichtsfläche). Zieht man die Kraftlinien in der Weise, daß an jeder Stelle auf die Flächeneinheit der Niveaufläche bei gleichbleibender Dichte so viel Linien in gleichmäßiger Verteilung kommen würden, als $\mathfrak{H}$ daselbst Einheiten zählt, so wird $\mathfrak{H}$ geometrisch durch die Dichte dieser sogenannten Einheitslinien versinnlicht. Nennt man Φ die Gesamtzahl der Einheitslinien, die auf ein Stück F einer Niveaufläche kommen, so ist dieses Gesamtfeld dargestellt durch $\Phi = \underset{F}{S}\,\mathfrak{H}\,dF$; umgekehrt ist $\mathfrak{H} = \frac{d\Phi}{dF}$. Die Benennung von Φ ist $C^{\frac{3}{2}}G^{\frac{1}{2}}S^{-1}$, d. h. dieselbe wie diejenige von $\mathfrak{M}$.

Beim magnetischen Feld eines einzelnen Poles $\mathfrak{M}$ sind die Kraftlinien Gerade, die von $\mathfrak{M}$ ausgehen; die Niveauflächen sind zu $\mathfrak{M}$ konzentrische Kugelflächen. Es ist ferner $\mathfrak{H} = \frac{\mathfrak{M}}{r^2}$ die Feldstärke und $\Phi = 4\pi\mathfrak{M}$ die Gesamtzahl der von $\mathfrak{M}$ ausgehenden Einheitslinien.

In sehr großer Entfernung von $\mathfrak{M}$ sind die Richtungen benachbarter Kraftlinien parallel, das Feld ist homogen, und $\mathfrak{H}$ konstant. Beliebig viele homogene Felder, welche, ohne sich zu stören, an demselben Orte erzeugt werden, setzen sich nach dem Parallelogrammgesetz zu einem resultierenden Feld zusammen. Umgekehrt kann man jedes homogene Feld in ebensolche Komponenten zerlegen. Da in seinen Elementen jedes Feld als homogen anzusehen ist, so gilt dieses Gesetz von der Zusammensetzung und Zerlegung der magnetischen Felder auch dann, wenn sie im ganzen nicht homogen sind.

Zwei entgegengesetzt gleiche Pole, d. h. ein Nordpol ($+\mathfrak{M}$) und ein Südpol ($-\mathfrak{M}$), erzeugen ein Feld, von welchem Fig. 851 einen Meridianschnitt darstellt; alle $4\pi\mathfrak{M}$ Einheitslinien, die der Nordpol $+\mathfrak{M}$ aussendet, vereinigen sich wieder im Südpol $-\mathfrak{M}$. Die Verbindungslinie l der beiden Pole und deren beiderseitige Verlängerungen bilden die Achse des Feldes; eine durch die Mitte von l gehende, dazu rechtwinklige Ebene heißt die Äquatorebene. In Punkten der Achse im Abstand R vom Mittelpunkt O ist $\mathfrak{H} = \frac{2\mathfrak{M}l}{R^3}\,\frac{1}{\left(1-\frac{l^2}{4R^2}\right)^2}$ und der Achse parallel gerichtet. Für Punkte der Äquatorebene erhält man durch Anwendung des Parallelogrammgesetzes $\mathfrak{H} = \frac{\mathfrak{M}l}{R^3}\,\frac{1}{\sqrt{\left(1+\frac{l^2}{4R^2}\right)^3}}$; das Feld daselbst ist ebenfalls parallel zur Achse.

Ähnlich ist das magnetische Feld der **Erde** gestaltet, deren beide magnetische Pole innerhalb des Erdkörpers in der Nähe der geographischen Pole liegen, und zwar im Norden ein magnetischer Südpol, im Süden ein magnetischer Nordpol. Die magnetische Achse fällt mit der geographischen nicht zusammen. Wegen der großen Entfernung der Pole ist das Erdfeld für jeden Ort an der Oberfläche als **homogen** anzusehen; die Kraftlinien bilden mit der Horizontalebene einen Winkel, die **Inklination**; die durch die Richtung der Kraftlinien gelegte Vertikalebene bildet mit dem Meridian einen Winkel, die **Deklination**. Gewöhnlich zerlegt man die Gesamtintensität des Erdfeldes in die **Horizontalkomponente** (H, in mittleren Breiten etwa $= 0{,}2$ Gauß) und in die **Vertikalkomponente** (V).

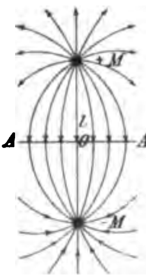


Fig. 851.

Ähnlich wie bei Fig. 851 ist auch der Verlauf des Feldes eines **Magnetstabs** (Fig. 852); ein solcher kann in bezug auf Fernwirkungen durch zwei Pole $+\mathfrak{M}$ und $-\mathfrak{M}$ ersetzt werden, welche innerhalb seiner Masse im Abstand l liegen. Dabei ist für langgestreckte, cylindrische Stäbe $l = \frac{5}{6}$, bei Ellipsoiden $l = \frac{2}{3}$ der geometrischen Länge. Sehr dünne Stäbe mit zugespitzten Enden — gewöhnlich von der Form eines langgestreckten Rhombus — heißen **Magnetnadeln**. Durch Biegen des Stabes entstehen die verschiedenen Formen des hufeisen- oder stimmgabelförmigen Magnetes.

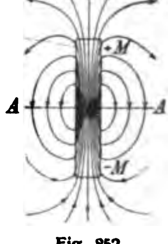


Fig. 852.

Magnetische Felder sind auch in der Nähe von Leitern zu beobachten, welche von **elektrischen Strömen** durchflossen werden. Für einen Punkt A in der Nähe eines Elements dl eines **linearen**, d. h. im Vergleich zur Länge sehr dünnen Leiters, in welchem ein Strom von der Stärke J fließt, ist $d\mathfrak{H} = \frac{J\,dl \sin\alpha}{r^2}$ (Fig. 853); dabei ist $d\mathfrak{H}$ rechtwinklig auf der durch A und dl bestimmten Ebene und so gerichtet wie der ausgestreckte Daumen der rechten Hand, die man jenseits A an dl so anlegt, daß die Handfläche dl und A zugewandt ist und die Fingerspitzen nach der positiven Richtung des Stromes J hin zeigen — in Fig. 853 also senkrecht zur Papierebene nach hinten. Ist df die Fläche des durch A als Spitze und dl als Grundlinie bestimmten Dreiecks, so ist auch $d\mathfrak{H} = \frac{2\,J\,df}{r^3}$.

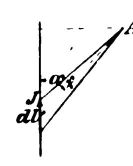


Fig. 853.

Mißt man in diesen Formeln $d\mathfrak{H}$ in Gauß und r in cm, so ist die Stromstärke J in **absoluten, elektromagnetischen Einheiten** zu messen (Wilh. Weber). Als elektromagnetische Einheit der Stromstärke ergibt sich daraus $1\,C^{\frac{1}{2}}G^{\frac{1}{2}}S^{-1}$. Der **zehnte** Teil dieser ab-

soluten Einheit ist die vom Pariser Kongreß 1884 angenommene technische Einheit, das Ampère ($1\,A = 0{,}1\, C^{\frac{1}{2}} G^{\frac{1}{2}} S^{-1}$).

Für einen beliebigen linearen Leiter erhält man die Feldstärke durch Summation über die Elemente $J\,dl$ desselben. So erhält man bei einem sehr langen geradlinigen Strom für einen Punkt im Abstand d in der Nähe der Leitermitte $\mathfrak{H} = \frac{2\,J}{d}$. Die Kraftlinien sind Kreise, deren Mittelpunkte auf der Strombahn liegen, und deren Ebenen auf dieser rechtwinklig sind. Für einen längs der Strombahn in der Stromrichtung blickenden Beobachter entspricht die positive Richtung dieser Kraftlinien dem Drehungssinn des Uhrzeigers.

Für eine kreisförmige Strombahn vom Halbmesser r erhält man im Mittelpunkt die Feldstärke $\mathfrak{H} = \frac{2\pi J}{r}$. Für einen Punkt auf der Achse (d. h. der im Mittelpunkt auf der Stromebene errichteten Senkrechten), der von der Peripherie den Abstand R besitzt, ist $\mathfrak{H} = \frac{2\pi r^2 J}{R^3}$. In beiden Fällen ist $\mathfrak{H}$ auf der Ebene des Stromes rechtwinklig und nach der Seite hin gerichtet, von wo aus gesehen der Strom der Uhrzeigerbewegung entgegengesetzt fließt. Hat man eine kreisringförmige Spule mit N Windungen vom mittleren Halbmesser r, und sind die Querabmessungen des Wickelungsraumes gegen r klein, so ist $\mathfrak{H} = \frac{2\pi N r^2 J}{R^3}$. Dabei ist $F = \pi N r^2$ die Summe der Flächeninhalte der einzelnen Windungen oder die sog. Windungsfläche der Spule. Es ist demnach auch $\mathfrak{H} = \frac{2\,F J}{R^3}$.

Ein System sehr kleiner, gleicher Kreisströme, deren Mittelpunkte gleichmäßig auf einer beliebigen Kurve verteilt liegen, auf der die Ebenen der Ströme rechtwinklig sind, heißt ein Solenoid (Ampère); die Mittelpunktskurve heißt dessen Achse. Beim geraden Solenoid (Fig. 854) gilt für Punkte der Achse: $\mathfrak{H} = \frac{2\pi N J}{l}(\cos\varphi_2 - \cos\varphi_1)$, worin N die Windungszahl, l den Abstand der Mittelebenen der Anfangs- und Endwindung oder die Länge, φ_1 und φ_2 aber die Winkel bedeuten, unter welchen vom Punkte A aus die beiden Endhalbmesser erscheinen. Ist der Durchmesser d gegen l klein, so kann für den Mittelpunkt O gesetzt werden $\mathfrak{H} = \frac{4\pi N J}{l}$. Dieser Wert gilt auch noch für einen größeren Teil der Achse innerhalb des Solenoids; an den Enden wird der eine Cosinus $= 0$ und infolgedessen $\mathfrak{H}$ halb so groß wie in der Mitte. Außerhalb des Solenoids nimmt mit wachsendem Mittelpunktsabstand x die Feldstärke $\mathfrak{H}$ sehr rasch ab und nähert sich asymptotisch dem Grenzwert Null (s. Fig. 854).

Fig. 854.

Beim kreisförmigen Solenoid (Fig. 855) mit gegen den mittleren Durchmesser $2R$ kleinen Querabmessungen (in der Richtung von R gemessen) der einzelnen Windungen findet man ebenso $\mathfrak{H} = \frac{2NJ}{R}$. Die Kraftlinien sind zur Ringachse konzentrische Kreise, und das ganze Feld liegt innerhalb der Windungen.

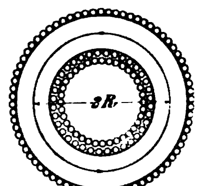


Fig. 855.

Ist die Stromstärke J in A gegeben, so hat man sie in diesen Formeln erst in absolute Einheiten umzurechnen, was durch Division mit 10 geschieht.

b) Wirkungen im magnetischen Feld.

Die Größe der Maxwellschen Zug- und Druckspannungen beträgt $\frac{\mathfrak{H}^2}{8\pi}$ Dyn/cm² $(C^{-1}GS^{-2})$. Bringt man in das magnetische Feld einen Magnet, so treten durch dessen Eigenfeld Änderungen in der Kraftlinienverteilung ein, durch welche die Zugspannungen einseitig verstärkt werden, während bei elektrischen Strömen einseitige Verstärkungen der Druckspannungen stattfinden Hieraus aber entstehen die in magnetischen Feldern auf Magnete und elektrische Ströme ausgeübten Kräfte.

So ist die Anziehungskraft zwischen zwei parallelen, entgegengesetzten Polflächen von der Größe F, zwischen denen ein homogenes Feld von der Dichte $\mathfrak{H}$ besteht, $\frac{\mathfrak{H}^2 F}{8\pi}$ Dyn $= \frac{\mathfrak{H}^2 F}{8 \cdot 980\,600 \cdot \pi}$ kg. Es ergibt sich z. B. für eine Anziehung von 10 kg/cm² $\mathfrak{H} = 15\,700$ Gauß; allgemein ist für P kg/cm² erforderlich $\mathfrak{H} = 4960\sqrt{P}$.

In einem homogenen Feld $\mathfrak{H}$ erfährt ein Magnetstab mit der Polstärke $\mathfrak{M}$ und dem Polabstand l, dessen Achse mit $\mathfrak{H}$ den Winkel α einschließt, ein Drehmoment $D = \mathfrak{H}\, l\, \mathfrak{M} \sin\alpha\, C^2GS^{-2}$. Das Produkt $l\mathfrak{M} = \mathfrak{m}$ heißt nach Gauß das magnetische Moment des Stabes.

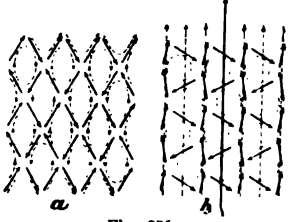
Ein Stromelement Jdl erfährt von seiten eines Feldes $\mathfrak{H}$ einen auf der durch $\mathfrak{H}$ und dl bestimmten Ebene rechtwinkligen Seitendruck von der Größe $\mathfrak{H} J dl \sin\alpha$, wenn α den Winkel bedeutet, den $\mathfrak{H}$ mit dl einschließt. Die Richtung dieses Druckes ergibt sich, wenn man den Zeigefinger der rechten Hand in die Richtung von Jdl, den Mittelfinger in diejenige von $\mathfrak{H}$ bringt; der ausgestreckte Daumen zeigt dann die Richtung des Druckes. Ist J in A gegeben, so ist $0{,}1\,J$ zu setzen. Es übt z. B. ein homogenes Feld $\mathfrak{H} = 10\,000$ Gauß auf einen hierzu rechtwinkligen, geraden Stromleiter von 1 m Länge, in welchem ein Strom von 1 A fließt, einen Druck von 0,1019 kg aus.

Ein ebener, geschlossener Leiter mit der Windungsfläche F, deren Normale mit $\mathfrak{H}$ den Winkel α einschließt, erfährt ein Drehmoment $D = \mathfrak{H} F J \sin\alpha\, C^2GS^{-2}$; hierin hat man, wenn J in Ampère gegeben ist, ebenfalls $0{,}1\,J$ einzusetzen.

Die magnetischen Kraftlinien sind immer geschlossene Linien, wobei aber bei den durch Magnete erzeugten Feldern ein Teil innerhalb des Magnets liegt (Fig. 852). Ein in ein solches Feld gebrachter Magnetpol $\mathfrak{M}$ kann also dann niemals eine Kraftlinie ganz durchlaufen; das ist aber möglich bei den durch elektrische Ströme erzeugten Feldern, wo die Kraftlinien die Strombahnen in Form von geschlossenen Kurven umschlingen. Durchläuft ein Pol $\mathfrak{M}$ eine solche Kraftlinie ganz, so ist die dabei geleistete bezw. verbrauchte Arbeit, weil $\alpha = 0$, also $\cos\alpha = 1$ ist: $A = \mathfrak{M} S \mathfrak{H} ds$, wobei $S \mathfrak{H} ds = 4\pi N J$ wird, wenn das durchlaufene Feld von einer Spule mit N Windungen herrührt. Für J in A wird $S \mathfrak{H} ds = 1{,}257 N J$; NJ ist die sog. Ampèrewindungszahl der Spule. Genau denselben Wert besitzt $S \mathfrak{H} ds \cos\alpha$ für jede beliebige Bahn, die nur dieselben NJ Ampèrewindungen umschlingt.

c) Die Magnetisierung des Eisens.

Bringt man in ein magnetisches Feld Eisen, so tritt innerhalb dieser Substanz eine mehr oder minder beträchtliche Vermehrung der Kraftlinienzahl ein, die sich daraus erklärt, daß die Moleküle des Eisens selbst Träger von magnetischen Kraftlinien sind, welche aber beim gewöhnlichen, nichtmagnetischen Eisen nicht nach außen treten, sondern sich innerhalb zu molekularen Ringen schließen (Fig. 856 *a*) und erst durch Ablenkung der Moleküle infolge der drehenden Wirkung des äußeren Feldes mehr oder weniger nach außen abgelenkt werden, so daß sie sich zu den Linien des äußeren, magnetisierenden Feldes addieren (Fig. 856 *b*). Je größer die Stärke des äußeren Feldes ist, um so mehr wird durch seine Wirkung die natürliche Gleichgewichtslage der magnetischen Moleküle des Eisens gestört, und ein um so größerer Teil der in ihnen enthaltenen Kraftlinien tritt mit den Linien des Feldes gemeinsam nach außen.


Fig. 856.

Während also ohne das Eisen die Felddichte $\mathfrak{H}$ ist, erreicht sie im Eisen einen größeren Wert $\mathfrak{B}$; dabei kann $\mathfrak{B}$ unter Umständen mehr als 3000 mal so groß wie $\mathfrak{H}$ werden. $\mathfrak{B}$ heißt die magnetische Induktion. Dabei setzt sich $\mathfrak{B}$ aus $\mathfrak{H}$ und dem aus dem Eisen entstammenden Felde zusammen, dessen Dichte man mit $4\pi\mathfrak{J}$ zu bezeichnen pflegt; $\mathfrak{J}$ heißt die spezifische Magnetisierung. Es ist also $\mathfrak{B} = \mathfrak{H} + 4\pi\mathfrak{J}$. Mit wachsendem $\mathfrak{H}$ steigt $\mathfrak{J}$ erst langsam, dann rasch an, bis mit zunehmender Drehung der Moleküle das Anwachsen wieder langsamer wird und nach ihrer vollkommenen Parallelrichtung ganz aufhört — d. h. es nähert sich $\mathfrak{J}$ asymptotisch einem oberen Grenzwert, der bei weichem Eisen etwa 1800 $C^{-\frac{1}{2}} G^{\frac{1}{2}} S^{-1}$, bei Stahl etwa 1500 $C^{-\frac{1}{2}} G^{\frac{1}{2}} S^{-1}$, bei Gußeißen 1200 $C^{-\frac{1}{2}} G^{\frac{1}{2}} S^{-1}$ beträgt. $\mathfrak{B}$ dagegen wächst mit $\mathfrak{H}$ unbegrenzt; der bis jetzt erreichte höchste Wert ist etwa 65 000 $C^{-\frac{1}{2}} G^{\frac{1}{2}} S^{-1}$.

Tabelle II.

Induktion $\mathfrak{B}\,(C^{-\frac{1}{2}}G^{\frac{1}{2}}S^{-1})$	$\mathfrak{H}\,(C^{-\frac{1}{2}}G^{\frac{1}{2}}S^{-1})$		
	Gußeisen	Flußstahl (Dynamostahl)	Flußeisenblech (Ankerblech)
1000	1,07	0,33	0,25
2000	2,59	0,57	0,45
3000	4,58	0,88	0,68
4000	6,98	1,18	0,89
5000	10,8	1,51	1,13
6000	17,4	1,82	1,38
7000	33,9	2,16	1,71
8000	66,1	2,63	2,07
9000	105	3,12	2,52
10000	149	3,77	3,11
11000	190	4,71	3,82
12000	273	6,10	4,90
13000	—	8,10	6,41
14000	—	11,94	9,05
15000	—	22,5	15,70
16000	—	66,6	44,0
17000	—	122	100,5
18000	—	199	175
19000	—	—	266

Stellt man diese Tabelle zeichnerisch dar, indem man die $\mathfrak{H}$ als Abszissen, die $\mathfrak{B}$ als Ordinaten aufträgt, so erhält man eine Kurve, die sog. Magnetisierungskurve. In Wirklichkeit wird der Verlauf dieser Kurven dadurch ein verwickelterer, daß nicht nur das augenblicklich einwirkende Feld $\mathfrak{H}$, sondern auch vorausgegangene Magnetisierungen den Magnetismus beeinflussen (Hysteresis); infolgedessen liegt der Wert von $\mathfrak{B}$, der einem bestimmten $\mathfrak{H}$ entspricht, höher, wenn die Probe vorher stärker, niedriger, wenn sie vorher schwächer magnetisiert war. In Fig. 857 sind die Kurven dargestellt, welche man erhält, wenn man die Probe zwischen den Feldstärken $-\mathfrak{H}_1$ und $+\mathfrak{H}_1$ erst aufsteigend, dann absteigend magnetisiert, wobei $\mathfrak{B}$ an den Grenzen die Werte $-\mathfrak{B}_1$ und $+\mathfrak{B}_1$ erreicht (magnetischer Kreisprozeß), und zwar gelten die Kurven für weiches Eisen, für gehärteten Stahl und für Gußeisen. Die Werte $\pm\mathfrak{B}r$, welche nach vorausgegangener Magnetisierung

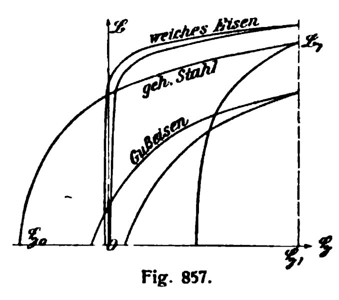


Fig. 857.

bis zu $\pm \mathfrak{B}_1$ noch übrigbleiben, wenn man $\mathfrak{H} = 0$ macht, heißen remanente Magnetisierung; die Werte $\mp \mathfrak{H}_0$, durch welche die remanente Magnetisierung $\pm \mathfrak{B}_r$ zum Verschwinden gebracht wird, sind ein Maß für die Koërzitivkraft. Je größer letztere ist, um so dauerhafter ist der remanente Magnetismus des Materials. $\mathfrak{B}_r$ sowohl wie $\mathfrak{H}_0$ wachsen mit wachsendem $\mathfrak{B}_1$, nähern sich dabei aber bestimmten Grenzwerten.

Zur Erzeugung eines magnetischen Feldes ist ein Energieaufwand erforderlich, welcher sich ähnlich verhält wie der Arbeitsinhalt einer bewegten Masse und sich in andere Energieformen, wie Elektrizität, mechanische Arbeit u. s. w., umwandeln läßt. Infolge der Hysteresis geht aber hierbei ein Anteil verloren, der sich ähnlich verhält wie die bei der Bewegung einer Masse durch die Reibung verloren gehende Energie und wie diese in Wärme übergeht. Diesen Energieverlust für einen vollständigen Kreisprozeß und für 1 ccm des Materials ($V_{1,h}$) erhält man, wenn man den Flächeninhalt der Schleife der Magnetisierungskurve $\mathfrak{B} = f(\mathfrak{H})$ durch 4π dividiert, und zwar in Erg, wenn man $\mathfrak{H}$ und $\mathfrak{B}$ in Gauß gemessen hat. Für einen zwischen den Grenzen $\pm \mathfrak{B}$ geführten Kreisprozeß läßt sich nach Steinmetz dieser Hysteresisverlust angenähert darstellen durch $V_{1,h} = \eta\, \mathfrak{B}^{1,6}$; η ist der sog. Hysteresiskoeffizient des Materials. Die Grenzwerte für η liegen für weiches Eisen etwa zwischen 0,0015 und 0,0045, für nicht gehärteten Stahl zwischen 0,014 und 0,025, für Gußeisen zwischen 0,011 und 0,016.

Setzen wir $\mathfrak{B} = \mu\, \mathfrak{H}$, so ist μ eine unbenannte Zahl, welche als Permeabilität des Materials bezeichnet wird und beim weichen Eisen für $\mathfrak{H} = 0$ etwa 100 bis 300 beträgt, dann sehr rasch auf 2000 bis 4000 ansteigt und bei weiterer Steigerung von $\mathfrak{H}$ wieder langsam abnimmt, um für $\mathfrak{H} = \infty$ den Wert 1 zu erreichen.

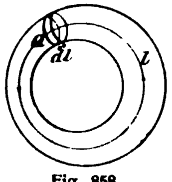


Fig. 858.

Denken wir uns aus einem magnetischen Felde einen ringförmigen Teil so ausgeschnitten, daß die Mantelfläche des Ringes von Kraftlinien gebildet wird (Fig. 858), so ist für jeden Querschnitt Q eines solchen Ringes die gesamte Kraftlinienzahl Φ konstant und $\Phi = Q \mu \mathfrak{H}$. Bedeutet dl ein Element der Schwerpunktsachse des Ringes, so ist auch

$$\Phi \frac{dl}{\mu Q} = \mathfrak{H}\, dl \text{ und } \Phi \int \frac{dl}{\mu Q} = \int \mathfrak{H}\, dl,$$

wobei das Integral über die ganze Länge der Schwerpunktsachse zu erstrecken ist. Ein solcher Ring bildet einen (vollkommenen) magnetischen Kreis; $\int \mathfrak{H}\, dl = \mathfrak{F}$ ist die für denselben erforderliche magnetomotorische Kraft, $\int \frac{dl}{\mu Q} = \mathfrak{w}$ nennt man den magnetischen Widerstand des Kreises (Hopkinson), während Φ als Kraftlinienfluß bezeichnet wird. Da $\mathfrak{F} = 1{,}257\, NJ$ ist, wenn NJ die Summe der von den Kraftlinien Φ umschlungenen Ampèrewindungen bezeichnet

(S. 989), so kann man $\mathfrak{F}$ berechnen. Kennt man außerdem noch $\mathfrak{w}$, so kann man Φ berechnen. Umgekehrt ist $\mathfrak{F} = \Sigma\, \Phi\, \mathfrak{w}$. Die Berechnung von $\mathfrak{w}$ wird, namentlich im Eisen, nur dann einfach, wenn das Feld in als homogen anzusehende Abteilungen zerlegt werden kann. Alsdann hat man einfacher $\mathfrak{F} = \Sigma\, \mathfrak{H}\, l$ absolute Einheiten oder abgerundet $= 0{,}8\, \Sigma\, \mathfrak{H}\, l$ Ampèrewindungen. Die $\mathfrak{H}$ findet man zu den bekannten $\mathfrak{B} = \frac{\Phi}{Q}$ mittels der Tabelle II (S. 990).

Beispiel. Berechnung eines Elektromagnetes für eine magnetische Bremse von der Form und Größe, wie Fig. 859 im Längsschnitt angibt (Topfmagnet).

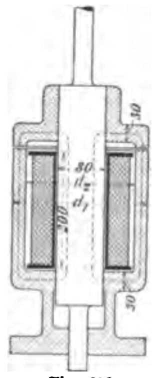


Fig. 859.

Die Kraft sei $K = 150$ kg; auf 1 qcm komme 1 kg, entsprechend $\mathfrak{B}$ im Luftzwischenraum (Abstand 0,2 cm) $= 4960$ (S. 988). Topf und Scheibe sollen aus Gußeisen, die Zugstange aus Stahl hergestellt sein. Dann ist das Gesamtfeld im Luftzwischenraum $\Phi = 150 \,.\, 4960 = 743000$. Ebenso groß ist Φ im gußeisernen Deckel und im obersten Teil der Zugstange, während infolge der sog. Kraftlinienstreuung am Boden diese Zahl 1,2 mal so groß sei (Streuungskoeffizient 1,2). Der Deckel zerfällt dann in einen Cylinderring von 1 cm Höhe, das Übergangsstück und eine cylindrische Scheibe von 18 cm äußerem, 8 cm innerem Durchmesser und 3 cm Höhe. Im Übergangsstück des Deckels ist der mittlere Kraftlinienweg (s. punktierte Linie in Fig. 859) ein Ellipsenquadrant mit den halben Achsen 1,35 und 1,5 cm; Länge $l = 2{,}25$ cm. Der Querschnitt am cylindrischen Teil ist 150,24 qcm, am scheibenförmigen $\pi \,.\, 18 \,.\, 3 = 169{,}6$ qcm, also $\mathfrak{B}$ am cylindrischen Teil 4960, am scheibenförmigen $4960 \,.\, \frac{150{,}24}{169{,}6} = 4390$, im Mittel demnach im Übergangsstück $\mathfrak{B} = 4675$. Im scheibenförmigen Teil des Deckels ist $l = 5$ cm und der Querschnitt beim Eintritt $\pi \,.\, 18 \,.\, 3 = 169{,}6$ qcm, beim Austritt nur noch $\pi \,.\, 8 \,.\, 3 = 75{,}4$ qcm; also nimmt $\mathfrak{B}$ zu von 4390 auf $4390 \,.\, \frac{169{,}6}{75{,}4} = 9870$, im Mittel $\mathfrak{B} = 7130$. Im oberen Übergangsstück der Zugstange ist der mittlere Weg ein Ellipsenquadrant mit den Halbachsen 1,5 und 2 cm; Länge $l = 2{,}8$ cm. Der Querschnitt ist beim Eintritt $\pi \,.\, 8 \,.\, 3 = 75{,}4$ qcm, beim Austritt $\pi \,.\, \frac{8^2}{4} = 50{,}3$ qcm; $\mathfrak{B}$ nimmt zu von 9870 bis $9870 \,.\, \frac{75{,}4}{50{,}3} = 14790$ und ist im Mittel $= 12340$. Für den Teil der Zugstange, wo das Feld parallel zur Achse verläuft, ist $l = 21{,}2$ cm; Φ nimmt zu von 743000 bis $1{,}2 \,.\, 743000$, also $\mathfrak{B}$ von 14790 bis 17740; im Mittel ist $\mathfrak{B} = 16265$. Am unteren Übergangsstück der Zugstange ist wieder $l = 2{,}8$ cm, der Querschnitt erst 50,3, dann 75,4 qcm, also nimmt $\mathfrak{B}$ ab von 17740 bis $17740 \,.\, \frac{50{,}3}{75{,}4} = 11840$, und im Mittel ist $\mathfrak{B} = 14790$. Für den scheibenförmigen Boden des Topfes ist wieder $l = 5$ cm und der Querschnitt nimmt zu von 75,4 auf 169,6 qcm, also $\mathfrak{B}$ ab von 11840 bis $11840 \,.\, \frac{75{,}4}{169{,}6} = 5260$, ist also im Mittel $= 8370$. Für das Übergangsstück des Topfes ist $l = 2{,}25$ cm und der Querschnitt beim Eintritt $\pi \,.\, 18 \,.\, 3 = 169{,}6$, beim Austritt 150,24 qcm; $\mathfrak{B}$ nimmt zu von 5260 auf $5260 \,.\, \frac{169{,}6}{150{,}24} = 5850$, im Mittel ist $\mathfrak{B} = 5555$. Im cylindrischen Teil des Topfes ist $l = 20$ cm, der Querschnitt 150,24 qcm, und Φ nimmt ab von $1{,}2 \,.\, 743000$ auf 743000, also $\mathfrak{B}$ von 5850 auf 4960; im Mittel $\mathfrak{B} = 5405$. Für den Luftraum ist $l = 0{,}2$ und $\mathfrak{B} = 4960$. Auserdem hat man noch die Trennungsfläche zwischen Deckel und Zugstange und zwischen Zugstange und Topfboden, deren erstere einer Luftschicht von 0,01 cm Länge entsprechend angenommen werden kann, während, der Beweglichkeit der Stange wegen, bei der unteren dafür 0,02 cm gesetzt werden mag; die Felddichten $\mathfrak{B}$ sind bezw. 9870 und 11840. Es ergibt sich nun mittels Tabelle II die nachstehende Zusammenstellung:

	l (cm)	$\mathfrak{B}\,(c^{-\frac{1}{2}}\,g^{\frac{1}{2}}\,s^{-1})$	$\mathfrak{H}\,(c^{-\frac{1}{2}}\,g^{\frac{1}{2}}\,s^{-1})$	$\mathfrak{F} = l\mathfrak{H}$
Deckel, cylindrischer Teil . . .	1	4960	10,65	11
Deckel, Übergangsstück	2,25	4675	9,56	23
Deckel, scheibenförmiger Teil . .	5	7130	38,1	190
Zugstange, oberes Übergangsstück .	2,8	12330	6,76	19
Zugstange, Mittelstück	21,2	16265	81,3	1724
Zugstange, unteres Übergangsstück .	2,8	14790	20,3	57
Topf, scheibenförmiger Teil . .	5	8370	80,5	402
Topf, Übergangsstück	2,25	5555	14,5	29
Topf, cylindrischer Teil	20	5405	13,5	270
Luftzwischenraum .	0,2	4960	4960	992
Trennungsfläche zwischen Deckel und Stange . .	0,01	9870	9870	99
Trennungsfläche zwischen Topf und Stange . .	0,02	11840	11840	237
				$\Sigma\mathfrak{F} = 4053$

oder $\frac{4053}{1,257} = 3230$ Ampèrewindungen.

C. Der elektrische Strom.

a) Gesetze, Wirkungen und Messungen des Gleichstroms.

Ohmsches Gesetz.

Wenn zwischen zwei Punkten eines geschlossenen Leiterkomplexes ein Unterschied der elektrischen Spannung (oder des elektrischen Potentials) in konstanter Höhe dauernd aufrecht erhalten wird, so fließt darin ein konstanter, elektrischer Strom so lange von den Orten höherer nach denen niederer Spannung, als dieser Spannungsunterschied besteht. Dieser Spannungsunterschied heißt die elektromotorische Kraft (EMK); ihre technische Einheit ist 1 Volt (1 V). Die Stromstärke (J) ist proportional der EMK (E) und umgekehrt proportional dem Widerstand (w; Ohmsches Gesetz). Mißt man J in Ampère, E in Volt, so ist, wenn außerdem w in Ohm (1 Ω) gemessen wird:

$$J = \frac{E}{w}, \text{ oder } E = Jw, \text{ oder } w = \frac{E}{J}.$$

Hierin bedeutet stets w den gesamten Widerstand des ganzen Stromkreises, einschließlich desjenigen der Stromquellen (innerer Widerstand, im Gegensatz zum äußeren Widerstand des Schließungs-

bogens). Ist also $w = w_1 + w_2 + \cdots + w_n$, so ist $E = P_1 + P_2 + \cdots + P_n$, und $P_1 = J w_1$, $P_2 = J w_2 \cdots P_n = J w_n$ sind die Spannungsunterschiede zwischen den Endpunkten der einzelnen Teilwiderstände des Stromkreises. Derartige Widerstände heißen in Reihe (Serie oder hintereinander) geschaltet; hierbei ist also J überall dasselbe. Für eine Anzahl von parallel (oder nebeneinander) geschalteten Widerständen dagegen (Fig. 860) ist der Spannungsunterschied zwischen den gemeinsamen Endpunkten derselbe, d. h. $P = J_1 w_1 = J_2 w_2 = \cdots = J_n w_n$ und $J = J_1 + J_2 + \cdots + J_n = \frac{P}{w}$, wo w den Gesamtwiderstand der parallelen Zweige bedeutet. Somit ist:

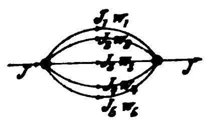


Fig. 860.

$$\frac{1}{w} = \frac{1}{w_1} + \frac{1}{w_2} + \cdots + \frac{1}{w_n}.$$

Für netzförmige Leiterkomplexe mit beliebig darin verteilten elektromotorischen Kräften gelten die Kirchhoffschen Gesetze:

1. Für jeden Knotenpunkt des Netzes ist die algebraische Summe der Stromstärken in den daselbst zusammentreffenden Leiterstrecken gleich Null.
2. Für jede geschlossene Masche ist die algebraische Summe der Produkte Jw für die einzelnen Leiterstücke gleich der Summe der in der Masche liegenden elektromotorischen Kräfte.

Die Anwendung auf die in Fig. 861 dargestellte Schaltung, welche als Wheatstonesche Brücke bezeichnet wird und für Widerstandsmessungen gebraucht werden kann, ergibt: Wenn zwischen den Punkten c und d kein Spannungsunterschied vorhanden ist, d. h. wenn ein als Brücke zwischen c und d geschaltetes Galvanoskop G keinen Strom anzeigt, so ist $w_1 : w_3 = w_2 : w_4$, oder es ist: $w_4 = \frac{w_2}{w_1} w_3$, d. h. w_4 ist gegeben, wenn w_3 und das Verhältnis $\frac{w_2}{w_1}$ gegeben ist.

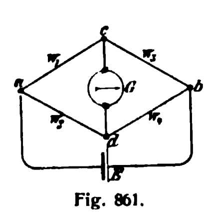


Fig. 861.

Leitungswiderstand.

Der Widerstand eines linearen (cylindrischen und im Vergleich zur Länge dünnen) Leiters von der Länge l und dem Querschnitt q ist $w = \sigma \frac{l}{q}$. Dabei wird gewöhnlich l in m, q in qmm gemessen. Für $l = 1$ m und $q = 1$ qmm wird $w = \sigma$; σ ist der spezifische Widerstand des Materials. $\frac{1}{w}$ nennt man die Leitfähigkeit, $\frac{1}{\sigma} = \lambda$ die spezifische Leitfähigkeit. Für die metallischen Leiter nimmt im allgemeinen σ mit wachsender Temperatur zu (eine Ausnahme bildet Kohle), für chemisch zusammengesetzte, leitende Flüssigkeiten ab; dabei kann angenähert $\sigma = \sigma_0 (1 + \alpha t)$ gesetzt werden, worin t den Temperaturunterschied, α den Temperaturkoeffizienten bedeutet.

Tabelle III.

Metallische Leiter.

bei 15°	σ in Ω für 1 m L. u. 1 qmm Q.	$\lambda = \frac{1}{\sigma}$	α
Aluminium	0,029	34,5	0,004
Blei	0,208	4,8	0,004
Eisen	0,12	8,34	0,0048
Gold	0,022	45,5	0,00365
Konstantan	0,5	2	± 0
Kruppin	0,85	1,18	0,0007
Kupfer	0,01725	58	0,004
Manganin	0,4	2,5	± 0
Nikelin	0,5	2	0,00024
Platin	0,094	10,65	0,0024
Platinsilber	0,25	4	0.0003
Silber	0,016	62,5	0,0038
Zink	0,06	16,7	0,00365
Quecksilber bei 0°	0,942	1,063	0,000907
Bogenlichtkohle	40—100	0,025—0,01	negativ

Elektrolytische Leiter.

bei 18°	σ in Ω für 1 m L. u. 1 qmm Q.	$\lambda = \frac{1}{\sigma}$	α
Bittersalzlösung 15—20 %	$0,209 \cdot 10^6$	$4,79 \cdot 10^{-6}$	— 0,026
Kupfervitriol 15 %	$0,241 \cdot 10^6$	$4,15 \cdot 10^{-6}$	— 0,023
Zinkvitriol 20—25 %	$0,216 \cdot 10^6$	$4,63 \cdot 10^{-6}$	— 0,025
Salmiaklösung 25 %	$0,025 \cdot 10^6$	$40,0 \cdot 10^{-6}$	— 0,015
Kalilauge 25—30 %	$0,0185 \cdot 10^6$	$54,0 \cdot 10^{-6}$	— 0,022
Schwefelsäure 30 %	$0,0136 \cdot 10^6$	$73,5 \cdot 10^{-6}$	— 0,0162
Salpetersäure 80 %	$0,0376 \cdot 10^6$	$26,6 \cdot 10^{-6}$	— 0,013

Isoliermaterialien.

	σ in 10^6 Ω (Megohm) für 1 cm L. u. 1 qcm Q.	Spannungsgefälle Volt für 1 cm
Vulkanfiber	53	3700
Marmor	495	500
Preßspan	11 000	9400
Zelluloid	75 000	30000
Linoleum	$1 \cdot 10^6$	5700
Glimmer	$2,3 \cdot 10^6$	40000
Glas	$7,4 \cdot 10^6$	5500
Hartgummi	$4200 \cdot 10^6$	5400
	$3600 \cdot 10^6$	9100
Paraffin	$3900 \cdot 10^6$	4350
	$240 \cdot 10^6$	28600
Mikanit	$6500 \cdot 10^6$	12500

Bei den Isolatoren nimmt σ ebenfalls mit wachsender Temperatur ab, ebenso nimmt es stark ab mit wachsendem Spannungsgefälle, so daß schließlich bei einer bestimmten Grenze des letzteren der Durchbruch der Elektrizität in Funkenform erfolgt.

Beispiel: Die Spule des Magnets (Fig. 859) ist für $P = 220\,V$ zu berechnen. Der mittlere Durchmesser einer Windung ist auf ca. 13 cm, die mittlere Länge also auf 0,41 m zu veranschlagen; die Temperatur des Kupferdrahtes sei 55°, also $\varrho = 0{,}01725\,(1 + 0{,}004 \,.\, 40) = 0{,}02$. Dann ist, wenn N die Windungszahl, der Widerstand $= \frac{N \,.\, 0{,}41 \,.\, 0{,}02}{q}$, und, wenn i die Stromstärke ist, $\frac{0{,}41 \,.\, 0{,}02}{q} N i = 220$, wo $N i = 3230$ war. Also ist $q = 0{,}1205$ qmm, entsprechend $d = 0{,}4$ mm blank oder 0,56 mm umsponnen. Rechnen wir den nach Abzug der Flanschen übrigbleibenden Wickelungsraum 18 cm lang, so gehen $\frac{180}{0{,}56} = 332$ Windungen nebeneinander. Soll nun $i = 0{,}2\,A$ sein, so braucht man 16150 Windungen oder $\frac{16150}{332} = 49$ Lagen übereinander, was eine Wickelungshöhe von $49 \,.\, 0{,}056 = 2{,}75$ cm ergibt.

Elektrolyse.

Chemisch zusammengesetzte, flüssige Leiter werden von einem hindurchgeleiteten Strom in einfachere Bestandteile zerlegt (Elektrolyse). Die Mengen der entstandenen Zersetzungsprodukte sind proportional der Stärke und Dauer des hindurchgeleiteten Stromes, d. h. der hindurchgeflossenen Elektrizitätsmenge (Einheit 1 Amp. $\times$ 1 sek = 1 Coulomb od. Cb; 1 Amp. $\times$ 1 Stunde oder 1 Ampèrestunde = 3600 Cb); außerdem sind sie den chemischen Äquivalentgewichten der abgeschiedenen Substanzen proportional (Faraday).

Die Zersetzungsprodukte erscheinen an den in die Flüssigkeiten eingetauchten Elektroden (positiver Pol = Anode, negativer Pol = Kathode). Bei der Elektrolyse der Schwermetalle erscheint an der Kathode das Metall, an der Anode die Säure (Anwendung: galvanische Metallüberzüge, Galvanoplastik, elektrolytische Darstellung von Reinmetallen, z. B. Kupfer). Die Salze der Alkalimetalle geben an der Kathode das Alkalihydrat (Base), an der Anode die Säure. Verdünnte Sauerstoffsäuren, z. B. Schwefelsäure, geben an der Kathode Wasserstoff (2 Vol.), an der Anode Sauerstoff (1 Vol.), d. h. sie verhalten sich so, als wenn nur das Wasser zersetzt würde.

Zwischen den beiden Elektroden tritt während der Elektrolyse außer dem infolge des Widerstandes der Flüssigkeitssäule nach dem Ohmschen Gesetz sich ergebenden Spannungsunterschied noch ein den vollzogenen chemischen Zersetzungen entsprechender Spannungsunterschied auf, der unter Umständen wesentlich höher ist als ersterer (galvanische Polarisation).

Tabelle IV.

Elektrolyt	Anode	Kathode	Zersetzungsprodukt	Elektrochemisches Äquivalent oder Menge	
				für 1 Cb	für 60 Cb = 1 $A \times$ 1 min
Verdünnte Schwefelsäure (20—30 %)	Platin	Platin	Knallgas (an Anode u. Kathode zusammen)	0,1740 ccm bei 0° und 760 mm	10,44 ccm bei 0° und 760 mm

Tabelle IV (Fortsetzung).

Elektrolyt	Anode	Kathode	Zersetzungsprodukt	Elektrotechnisches Äquivalent oder Menge	
				für 1 Cb	für 60 Cb = 1 $A \times$ 1 min
Konzentrierte Kupfervitriollösung	Kupfer	Platin	Kupfer (an Kathode)	0,3284 mg	19,7 mg
Silbernitrat-(Höllenstein-) Lösung (20—25 %)	Silber	Platin	Silber (an Kathode)	1,1181 mg	67,1 mg

Stromwärme.

Infolge des Ohmschen Leitungswiderstandes entwickelt sich in einem vom Strome J durchflossenen Leiter Wärme, und zwar ist die in t sec von J^A in w^Ω entwickelte Wärmemenge $Q = 0{,}24\, t J^2 w$ Gramm-Kalorien (Joule).

Da nach dem Ohmschen Gesetz $J = \frac{E}{w}$ bezw. $Jw = E$ ist, so hat man auch

$$J^2 w = \frac{E^2}{w} = EJ.$$

Das Produkt EJ, welches der in 1 S entwickelten Wärme entspricht, heißt die Stromleistung (techn. Einheit 1 Watt). Die Stromleistung multipliziert mit der Zeit in Sekunden liefert die Stromarbeit (techn. Einheit 1 Joule).

Messung der Stromstärke.

Die Stromstärke kann man messen:

a) mittels des Voltameters durch die Menge der in der Zeiteinheit bei der Elektrolyse zersetzten Substanzen (Knallgas-, Kupfer- und Silbervoltameter).

b) Mittels der in einem Leiter entwickelten Wärmemenge; dieselbe wird mit einem Kalorimeter oder einfacher durch die Längsausdehnung des durch den Strom erhitzten Leiters selbst gemessen (Hitzdrahtstrommesser). Die Einrichtung des Hartmann & Braunschen Instruments ist schematisch in Fig. 862 dargestellt. Der Strom wird dem aus Platinsilber hergestellten Hitzdraht P durch die von der metallenen Grundplatte isolierten Böckchen B und B', zwischen denen er ausgespannt ist, zugeführt; P ist entweder 0,06 mm dick für Strom-

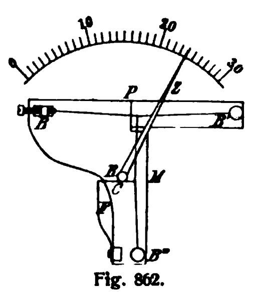


Fig. 862.

stärken bis zu 0,2 A, oder 0,3 mm für Stromstärken bis etwa 1,3 A (Widerstand ca. 14 bezw. 0,75 Ω bei 16 cm Länge). Zur Messung stärkerer Ströme legt man zwischen B und B' einen Nebenschluß; ist dessen Widerstand $\frac{1}{n}$ desjenigen von P, so ist die durch beide zusammen fließende Stromstärke $J = (n + 1)\,i$, wenn i die Stromstärke in P ist. Um die durch die Erwärmung bewirkte Verlängerung von P zu messen, ist zwischen seiner Mitte und dem Böckchen B'' der feine Messingdraht M ausgespannt, in dessen Mitte wieder der um die Zeigerrolle R geschlungene und durch die Blattfeder F gespannte Kokonfaden C angeknüpft ist; jede Verlängerung von P hat somit eine

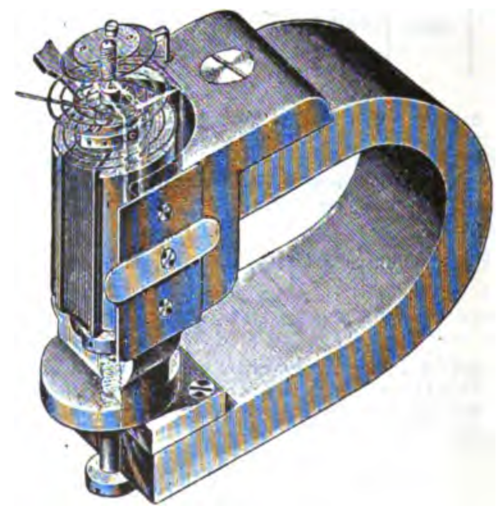


Fig. 863.

Drehung des Zeigers Z zur Folge, und die entsprechende Stromstärke wird an der Kreisteilung T abgelesen.

c) Mittels der elektromagnetischen Wirkungen des elektrischen Stromes. Nach S. 986 ist das magnetische Feld eines von einem Strome durchflossenen Leiters der Stromstärke J proportional. Die Stärke dieses Feldes und damit J kann man aber mittels einer horizontal aufgehängten Magnetnadel messen. Als Leiter dient hierbei meist ein kreisförmiger Kupferring, den man so aufstellt, daß das von ihm erzeugte Feld rechtwinklig zur Horizontalkomponente des Erdmagnetismus H (S. 986) ist; alsdann wird die im Mittelpunkt des Stromringes hängende Bussolennadel um einen Winkel α abgelenkt, so daß die Drehmomente des Stromfeldes $\mathfrak{m}\,c\,J\cos\alpha$ und des Erdfeldes $\mathfrak{m}\,H\sin\alpha$ (S. 988) sich das Gleichgewicht halten. Dann ist $J = C\,\mathrm{tang}\,\alpha$ (Tangentenbussole). Bei sehr schwachen Strömen verwendet man zur Erzeugung des Feldes Spulen mit vielen Windungen

(Multiplikatoren); die Instrumente heißen dann Galvanoskope oder Galvanometer, und zwar insbesondere Nadelgalvanometer; man unterscheidet wieder solche mit Zeiger- und solche mit Spiegelablesung.

Wegen der Störungen der Magnetnadeln durch andere magnetische Felder verwendet man für technische Messungen statt der Stahlmagnete Stäbchen oder Blättchen von weichem Eisen, welche sich im Felde des Stromes so zu stellen suchen, daß das in ihnen erzeugte magnetische Moment ein Maximum wird (Weicheiseninstrumente). Die dabei entstehenden Kräfte bezw. Drehmomente werden durch die Schwere oder durch Federn ausgeglichen.

Man kann auch die vom Strom durchflossene Spule drehbar in einem durch Stahlmagnete erzeugten, starken magnetischen Felde aufhängen und das vom Feld auf die Spule ausgeübte Drehmoment, welches ebenfalls der Stromstärke in der Spule proportional ist, messen (Spulengalvanometer). Diese Messung erfolgt entweder bei sehr empfindlichen Galvanometern durch die Torsion des Aufhängedrahtes, oder bei den technischen Instrumenten durch diejenige von flachen Spiralfedern, welche gleichzeitig zur Stromzuleitung dienen (Weston-Galvanometer, Fig. 863). Um die Kraftlinien des Feldes radial zu richten, sind die Endflächen des Stahlmagnets mit cylindrisch ausgebohrten, eisernen Polschuhen ausgestattet, und im Innern dieser Bohrung ist ein Cylinder aus weichem Eisen konzentrisch dazu befestigt. Die rechteckige Stromspule bewegt sich mit ihren Langseiten in dem engen, ringförmigen Zwischenraum. Die Spulen dieser Instrumente erhalten direkt Ströme bis zu höchstens 0,05 A Stärke zugeführt; stärkere Ströme bis zu beliebiger Höhe werden durch Vermittlung passender Nebenschlüsse gemessen (z. B. für 1000 A Nebenschluß $= \frac{1}{19999} \times$ Widerstand des Instrumentes, der dann gewöhnlich 3 Ω beträgt). Bedeutet s den Skalenausschlag, der an der Spitze eines mit der Drehspule verbundenen, leichten Aluminiumzeigers abgelesen wird, so ist $J = Cs$.

Erzeugt man das feststehende Feld nicht durch Stahlmagnete, sondern durch Spulen, welche von einem Strom J durchflossen werden, während durch die drehbare Spule der Strom i fließt, so erhält man ein Elektrodynamometer. Wird die Gegenwirkung ebenfalls durch Torsion erzeugt, so ist $Ji = Cs$. Ist $J = i$, so ist auch $J = C'\sqrt{s}$. Ist in letzterem Falle J gering (0,1 A), so erfolgt die Stromzuführung zur beweglichen Spule durch die Spiralfedern; bei stärkeren Strömen besteht die bewegliche Spule aus einer einzigen, rechteckigen Windung von starkem Kupferdraht, deren amalgamierte Enden in zwei in der Drehachse übereinander angeordnete Quecksilbernäpfe q_1 und q_2 tauchen (Fig. 864, welche schematisch die Schaltung des Torsionselektrodynamometers für stärkere Ströme von Siemens & Halske darstellt).

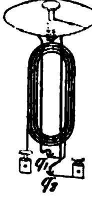


Fig. 864.

Messung des Spannungsunterschiedes und der *EMK*.

Zur direkten Messung von elektrischen Spannungsunterschieden dient das Elektrometer, welches auf den elektrostatischen Anziehungs- und Abstoßungswirkungen zwischen elektrisch

geladenen Körpern beruht. In der Technik dient dieses Instrument meist nur zur Messung sehr hoher Spannungsunterschiede (elektrostatische Spannungsmesser Fig. 865); die beiden Punkte, deren Spannungsunterschied gemessen werden soll, werden mit den beiden Messingquadranten Q_1 und Q_2 einerseits und mit der drehbaren Aluminiumscheibe (Nadel) N anderseits verbunden. Die von ersteren auf letztere ausgeübte Anziehungswirkung wird entweder durch eine Feder oder durch die Schwere ausgeglichen.

Geringere Spannungsunterschiede (bis zu etwa 1000 V) mißt man gewöhnlich indirekt durch den in einem Leiterkreis von bekanntem Widerstand w durch den zu messenden Spannungsunterschied P erzeugten Strom i; es ist $P = iw$. Als Strommesser dient ein Hitzdrahtgalvanometer mit dünnem Draht, oder ein Weicheisen- oder Spulengalvanometer, oder endlich ein Elektrodynamometer für geringe Stromstärken und mit entsprechend hohem Widerstand (Hitzdrahtspannungsmesser, Spannungs-Galvanometer und -Elektrodynamometer). Die Schaltung ist aus Fig. 866 zu ersehen; ist z. B. $P = 440\,V$ und reicht das Galvanometer G bis 0,02 A, so muß w

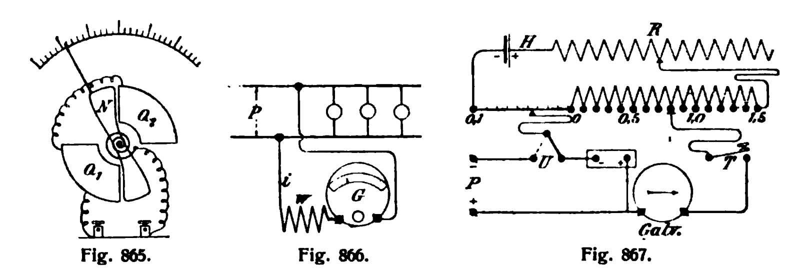


Fig. 865. Fig. 866. Fig. 867.

mindestens $= 22\,000\,\Omega$ sein. Die im Spannungsmesser verlorene Leistung würde $0{,}02 \cdot 440 = 8{,}8\,W$ betragen; für einen Hitzdrahtstrommesser für maximal 0,2 A wäre $w = 2200\,\Omega$ zu nehmen und der Verlust betrüge 88 W, d. h. fast so viel, wie zwei gewöhnliche Glühlampen verbrauchen. Darum sind Hitzdrahtspannungsmesser zur Messung von höheren Gleichstromspannungen nicht zu empfehlen.

Um nach diesem Verfahren die EMK einer Stromquelle zu finden, hat man zu der gemessenen Klemmen- oder Polspannung noch den in der Stromquelle infolge ihres Leitungswiderstandes w stattfindenden Spannungsverlust $p = Jw$ hinzuzufügen, d. h. es ist $E = P + Jw$. Man muß also dann noch w kennen oder messen.

Das genaueste, zur Eichung von Spannungsmessern, sowie auch zur Messung der EMK von Elementen im stromlosen Zustande dienende Verfahren ist die Vergleichung der zu messenden Spannung mit derjenigen eines Normalelements mittels des Kompensationsverfahrens. Der Kompensator besteht z. B., wie in Fig. 867, aus einem über einer hundertteiligen Skala ausgespannten Meßdraht und einer Reihe von 15 ihm gleichen Widerständen. In diesen Stromkreis ist ein Element von etwa 2 V EMK (Akkumulator) H nebst Regulierwiderstand R geschaltet. Ein zweiter, der

Kompensationskreis, besteht aus je einem Schleifkontakt auf dem Meßdraht und auf den Verbindungsstellen der 15 Widerstände, einem Umschalter U, einem Stromschlüssel T, einem empfindlichen Galvanometer und entweder dem Normalelement N oder (bei der punktierten Stellung von U) der zu messenden Spannung P. Man stellt zuerst die Schleifkontakte bei der ausgezogenen Stellung von U so ein, daß der Zahlenwert des zwischen ihnen liegenden Widerstandes der EMK von N (z. B. 1,019 V) entspricht und reguliert an R den Strom von H so lange, bis beim Schließen von T das Galvanometer nicht mehr ausschlägt. Hierauf bringt man U in die punktierte Stellung und verschiebt die Kontakte, bis beim Schließen von T das Galvanometer wieder in Ruhe bleibt. Dann gibt die Stellung der Kontakte direkt P in Volt, sofern dasselbe $\leqq 1{,}6\ V$ ist. Größere Spannungen schließt man an einen Widerstand von 100 000 Ω an und zweigt die nach den Klemmen $\pm P$ führenden Leitungen von einem Teil des letzteren ab, an welchem die Spannung $\leqq 1{,}6\ V$ ist.

Das für solche Messungen besonders geeignete Westonsche Normalelement besteht aus einem H förmigen Glasgefäß mit im Boden eingeschmolzenen Platindrähten (Fig. 868). Der eine ist mit festem Kadmiumamalgam (1 Cd auf 6 Hg) bedeckt, der andere mit chemisch reinem Quecksilber, über welchem ein Teig von schwefelsaurem Quecksilberoxydul liegt. Der übrige Raum ist mit bei 4° gesättigter Lösung von Kadmiumsulfat gefüllt, und beide Schenkel sind durch Pfropfen aus Paraffin, Kork und Harzkitt luftdicht verschlossen. Die sehr konstante EMK beträgt im stromlosen Zustande 1,019 V.

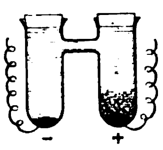


Fig. 868.

Messung des Widerstandes.

Für Meßzwecke stellt man Normalwiderstände allgemein aus Manganindraht oder -blech her. Einzelne Normale gibt es im Betrag von 0,0001; 0,001 ... 1; 10; 100; bis zu 100 000 Ω. Beliebige Widerstandswerte kann man mittels der Widerstandskästen oder Rheostaten herstellen, in denen die Widerstände in Sätzen zu 1, 2, 2, 5 oder 1, 2, 3, 4 Einheiten für jede Dekade in Reihenschaltung vereinigt sind und durch Einsetzen von Messingstöpseln in beliebiger Zahl durch Kurzschließen ausgeschaltet werden können (Stöpselrheostaten); gewöhnlich sind die Dekaden für die Zehntel, Einer, Hunderter und Tausender vorhanden (Gesamtbetrag 10 000 Ω). Bequemer sind die Kurbelrheostaten, welche für jede Dekade 9 bezw. 10 Einheiten erhalten, die durch Verstellen von Kurbeln in beliebiger Anzahl zwischen die Klemmen K_1 und K_2 (Fig. 869) geschaltet werden können.

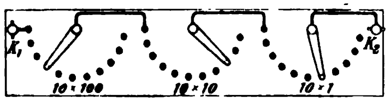


Fig. 869.

Größere Widerstände mißt man mittels der Wheatstoneschen Brückenschaltung (S. 994), wobei entweder w_3 ein solcher Rheostat ist, während w_1 und w_2 zwei unveränderliche Widerstände sind. Oder man gibt w_3 einen unveränderlichen Wert (z. B. 1, 10, 100 oder 1000 Ω) und bildet

w_1 und w_2 aus einem Meßdraht mit Schleifkontakt, macht also $w_1 : w_2$ veränderlich (Draht- oder Kirchhoffsche Brücke). Widerstände unterhalb 5 Ω können so wegen der mitgemessenen Übergangswiderstände an den Klemmen nicht genau erhalten werden. Am einfachsten mißt man solche, indem man sie mit einem Normal N von passender Größe (N möglichst nahe gleich W) in Reihe in den Stromkreis einer möglichst konstanten Stromquelle (z. B. eines Akkumulators) einschaltet (Fig. 870) und bei konstant gehaltenem J am Kompensator erst die Spannung P_1, dann P_2, schließlich zur Kontrolle nochmals P_1 mißt. Dann ist $W = \frac{P_2}{P_1} N$.

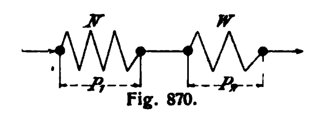


Fig. 870.

b) Induzierte Ströme.

Findet zwischen einem Leiterelement von dl cm Länge und einem magnetischen Feld von der Stärke $\mathfrak{H}$ Gauß eine relative Bewegung mit der Geschwindigkeit v cm/sek statt, so wird in dl eine EMK dE induziert, welche proportional dl, der auf dl rechtwinkligen Komponente von $\mathfrak{H}$ und der auf der Ebene $\mathfrak{H}dl$ rechtwinkligen Komponente von v ist. Bildet also $\mathfrak{H}$ mit dl den Winkel α und v mit der gemeinsamen Normalen von $\mathfrak{H}$ und dl den Winkel β, so ist $dE = \mathfrak{H}\, v\, dl \sin\alpha \cos\beta$, wenn dE in absoluten Einheiten ($1\, C^{\frac{3}{2}} G^{\frac{1}{2}} S^{-2}$) der EMK gemessen wird. Die technische Einheit ist das Volt ($1\, V = 10^8 C^{\frac{3}{2}} G^{\frac{1}{2}} S^{-2}$).

Bezeichnet man mit $d\Phi$ die von dl in der Zeit dt geschnittene Kraftlinienmenge, so ist auch $dE = \frac{d\Phi}{dt}$ absol. Einh. $= 10^{-8} \frac{d\Phi}{dt}$ Volt.

Die Richtung von dE findet man nach der Regel, daß $\mathfrak{H}$, v und dl immer ein räumliches Koordinatensystem bilden, wie es sich aus Daumen, Zeige- und Mittelfinger der rechten Hand darstellen läßt; d. h. man bringt irgendeinen dieser drei Finger in die Richtung v, einen anderen in die Richtung $\mathfrak{H}$, den dritten in die Richtung dl; des letzteren Spitze gibt dann die Richtung von dE an (Fig. 871).

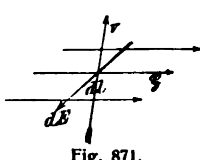


Fig. 871.

Die in einem beliebigen linearen Leiter induzierte EMK ergibt sich mittels des Elementargesetzes durch Summation. Ist z. B. $\mathfrak{H}$ homogen, und sind l und v gerade und aufeinander und auf $\mathfrak{H}$ rechtwinklig, so ist $E = \mathfrak{H}\, v\, l$ a. E. $= 10^{-8}\, \mathfrak{H}\, v\, l$ Volt. Gehört also l einem geschlossenen Stromkreis vom Widerstand w an, so ist die induzierte Stromstärke $J = \frac{E}{w} = \mathfrak{H}\, l \frac{v}{w}$ a. E.; da hierin $\mathfrak{H}\, l$ bereits die Benennung $C^{\frac{1}{2}} G^{\frac{1}{2}} S^{-1}$, d. h. diejenige der Stromstärke, besitzt, so muß w im absoluten Maßsystem die Benennung von v, d. h. CS^{-1}, besitzen; die absolute elektromagnetische Widerstandseinheit ist $1\, CS^{-1}$. Da das Volt $= 10^8$ a. E., das Amp. $= 10^{-1}$ a. E. ist, so muß

die technische Widerstandseinheit, d. h. das Ohm $= 10^9$ a. E. sein, oder es ist $1\,\Omega = 10^9\,CS^{-1}$.

Bedeutet Φ die gesamte, die Windungsfläche einer geschlossenen Leitung durchsetzende Kraftlinienmenge, so ist die in dieser Leitung induzierte EMK $E = 10^{-8}\frac{d\Phi}{dt}$ Volt. Die Richtung derselben kann man finden, indem man von der Seite her nach der Fläche des Leiters hinblickt, nach welcher hin die Kraftlinien gerichtet sind; dann ist E bei Zunahme von Φ im Uhrzeigersinn, bei Abnahme diesem entgegen gerichtet. Ist bei einer geschlossenen Leitung Φ die innerhalb einer beliebigen Zeit erfolgte Änderung der die Windungsfläche durchsetzenden Kraftlinienmenge, w der Widerstand der Leitung in Ω, so ist die gesamte induzierte Elektrizitätsmenge $= 10^{-8}\cdot\frac{\Phi}{w}\cdot Cb$.

Wird das Feld Φ durch einen von einem Strom J_1 (Primärstrom) durchflossenen Leiter (primärer Leiter) in einem eisenfreien Raume erzeugt, so kann man das die Windungsfläche des anderen (sekundären) Leiters durchsetzende Gesamtfeld $\Phi = MJ$ setzen, wo M eine Konstante ist und als Koeffizient der gegenseitigen Induktion bezeichnet wird; seine absolute Einheit ist $1\,C$. Für J in Amp. ist $10^{-8}\Phi = MJ$, wobei M in technischen Einheiten zu messen ist; die technische Einheit ist $= 10^9\,C$ und heißt 1 Henry (1 Hn). Für die induzierte EMK folgt alsdann: $E = M\frac{dJ}{dt}$ a. E. bezw. Volt, je nachdem M in C und J in a. E., oder M in Hn und J in Amp. gemessen wird. Die induzierte Elektrizitätsmenge ist ebenso in a. E. bezw. $Cb = \frac{MJ}{w}$.

Auch die Windungsfläche des eigenen, das Feld erzeugenden Leiters wird von einem Feld $\Phi_s = LJ$ durchsetzt, wo wiederum im eisenfreien Raum L eine Konstante ist, der Koeffizient der Selbstinduktion; die absolute Einheit ist ebenfalls $1\,C$. Ebenso ist für technische Einheiten $10^{-8}\Phi_s = LJ$, und die Einheit von L ist ebenfalls 1 Henry. Die induzierte EMK der Selbstinduktion (ohne Rücksicht auf die Richtung) ist $E_s = L\frac{dJ}{dt}$, die induzierte Elektrizitätsmenge $= \frac{LJ}{w}$ (Extrastrom).

Im Eisen enthaltenden Felde sind M und L Funktionen von J; darum ist hier

$$E = M\frac{dJ}{dt} + J\frac{dM}{dt} \text{ bezw. } E_s = L\frac{dJ}{dt} + J\frac{dL}{dt}.$$

Beispiele: Die in den 30 cm langen Ankerstäben einer Dynamo induzierte EMK ist bei 22 m/sek Umlaufsgeschwindigkeit derselben und bei einer Feldstärke von 5000 Gauß $= 10^{-8}\cdot 5000\cdot 30\cdot 2200 = 3{,}3\,V$. — Dreht sich eine Spule mit 600 Windungen vom mittleren Durchmesser 50 cm gleichmäßig mit 90 Umdr./min in einem homogenen Feld von der Stärke 0,2 Gauß um eine auf $\mathfrak{H}$ rechtwinklige Achse, so ist die Windungsfläche $= 600\cdot 1963{,}5 = 1\,178\,100\,C^2$, somit, wenn dieselbe zur Zeit $t = 0$ auf $\mathfrak{H}$ rechtwinklig ist, $10^{-8}\Phi_m = 0{,}002\,356$ ein Maximum. Zur Zeit t bildet die Windungsfläche mit $\mathfrak{H}$ den Winkel $\alpha = 2\pi n t$, und es ist $10^{-8}\Phi = 10^{-8}\Phi_m\cos\alpha$ und $E = 10^{-8}\Phi_m\frac{d\cos\alpha}{dt} = -2\pi n 10^{-8}\Phi_m \sin 2\pi n t$, wo n die Umlaufzahl in

der Sekunde ist; E ändert sich also periodisch wie der sin eines der Zeit proportionalen Winkels zwischen den Grenzwerten $\pm E_m = \pm 2\pi n . 10^{-8} \Phi_m$, und ebenso verhält sich der erzeugte Strom (Sinus-Wechselstrom). Da $n = 1{,}5\, S^{-1}$ ist, so würde $E = E_m \sin 2\pi n t = 0{,}0222 \sin 2\pi . 1{,}5\, t$ Volt sein. Die Dauer einer Periode ist $T = \frac{1}{n} = \frac{2}{3} S$. Der einer Drehung um $\alpha = 180^0$ entsprechende Kraftlinienwechsel würde $= 2\Phi_m$ sein; wäre also $w = 16{,}5\,\Omega$, so würde die induzierte Elektrizitätsmenge $= \frac{2 . 0{,}002356}{16{,}5} = 0{,}000286\ Cb$ sein.

c) Wechselstrom und Wechselstrommessungen.

Begriff und Darstellung des Wechselstroms.

Wenn ein Strom sich im Laufe der Zeit derart ändert, daß nach Verlauf einer bestimmten Periode T dieselben, nach Verlauf der halben Periode die entgegengesetzten Werte durchlaufen werden, so nennt man ihn einen Wechselstrom; stellt man denselben zeichnerisch als Funktion der Zeit t dar, so erhält man eine Wellenlinie (Fig. 872). In gleichen Intervallen $\frac{T}{2}$ besitzt i den Wert 0. Für einen solchen Wechselstrom ist immer $\int_0^T i\,dt = 0$. Wählt man, wie in Fig. 872, den Anfangspunkt von t so, daß für $t = 0$ auch $i = 0$ ist, so stellt

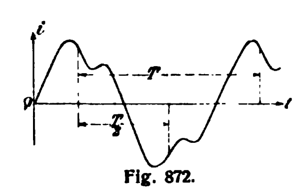


Fig. 872.

$$\bar{i} = \frac{1}{\frac{T}{2}} \int_0^{\frac{T}{2}} i\,dt$$ den Mittelwert des Wechselstromes dar, während der durch die Beziehung $J^2 = \frac{1}{T}\int_0^T i^2\,dt$ definierte Wert J als Effektivwert bezeichnet wird.

Die einfachste Form des Wechselstroms ist der Sinuswechselstrom $i = I \sin 2\pi \frac{t}{T} = I \sin 2\pi n t$. I ist der Maximalwert oder die Stromamplitude, $n = \frac{1}{T}$ die Periodenzahl in der Sekunde oder Frequenz. Dann ist $\bar{i} = \frac{2}{\pi} I = 0{,}637\, I$ und $J = \frac{I}{\sqrt{2}} = 0{,}707\, I = 1{,}11\, \bar{i}$. Dieselben Beziehungen gelten für Wechselstromspannungen, welche dem Sinusgesetz folgen, d. h. es ist der augenblickliche Wert $e = E \sin 2\pi \frac{t}{T} = E \sin 2\pi n t$, der Mittelwert $\bar{e} = 0{,}637\, E$, der Effektivwert $E = 0{,}707\, E = 1{,}11\, \bar{e}$.

Irgendeine nach dem Sinusgesetz sich ändernde Größe $a = A \sin 2\pi \frac{t}{T}$ kann man zeichnerisch darstellen, indem man eine Strecke von der Größe

der Amplitude A gleichmäßig mit der Winkelgeschwindigkeit $\frac{2\pi}{T} = 2\pi n$ um den Anfangspunkt O eines rechtwinkligen Koordinatensystems sich drehen läßt und auf die vertikale Achse projiziert, während man den Winkel $2\pi\frac{t}{T}$ von der horizontalen Achse aus zählt (Fig. 873). — Sind zwei solcher Sinusvektoren a_1 und a_2 zu addieren, welche dieselbe Periode T und die Amplituden A_1 und A_2 besitzen, in der Phase aber um einen Winkel $\varphi = \frac{2\pi\tau}{T}$ verschieden sind, so erhält man das Ergebnis dieser Addition, indem man einen Vektor A (Fig. 874) auf die vertikale Achse projiziert, welcher die von den Seiten A_1 und A_2 eingeschlossene Diagonale des Parallelogramms OA_1AA_2 ist. Ebenso kann man einen gegebenen Vektor A in Komponenten A_1 und A_2 zerlegen. Für die Berechnung am bequemsten ist es, wenn man A aus den horizontalen und vertikalen Komponentensummen von A_1 und A_2 zusammensetzt; ist also $a_1 = A_1 \sin 2\pi\frac{t}{T}$, $a_2 = A_2 \sin(2\pi\frac{t}{T} - \varphi)$, so ist die Horizontalkomponente von A gleich $A_1\cos 2\pi\frac{t}{T} + A_2\cos(2\pi\frac{t}{T} - \varphi)$, die Vertikalkomponente gleich $A_1 \sin 2\pi\frac{t}{T} + A_2 \sin(2\pi\frac{t}{T} - \varphi)$.

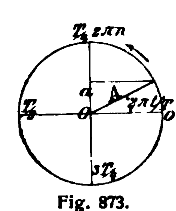


Fig. 873.

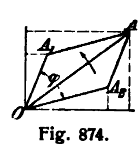


Fig. 874.

Beliebig viele solcher Sinusvektoren gleicher Periode addiert man indem man aus ihren Amplituden unter Berücksichtigung der gegenseitigen Phasenverschiebungen ein Polygon bildet; dessen letzte Seite ist die Amplitude des resultierenden Sinusvektors.

Gesetze des Wechselstroms.

Besitzt eine Leitung, in welcher eine sinusartige EMK $e = \mathrm{E}\sin 2\pi n t$ wirkt, nur (Ohmschen) Widerstand w, so ist die Stromstärke dem Ohmschen Gesetz entsprechend $i = \frac{e}{w}$ und $I = \frac{\mathrm{E}}{w}$.

Besäße eine Leitung nur Selbstinduktion L, so würde der Strom $i = I \sin 2\pi n t$ eine EMK $e_s = -L\frac{di}{dt} = 2\pi n L I \sin\left(2\pi n t - \frac{\pi}{2}\right)$ entwickeln, also eine solche mit der Amplitude $\mathrm{E}_s = 2\pi n L I$, die in der Phase gegen I um 90^0 zurück ist. Die von außen zugeführte EMK müßte also, um den Strom i zu ermöglichen, in jedem Augenblick gerade e_s kompensieren, d. h. ihre Amplitude müßte E_s und im Vektordiagramm der Stromamplitude I um 90^0 voraus sein. Wäre gleichzeitig noch der Widerstand w vorhanden, so müßte die zugeführte EMK noch eine zweite Komponente Iw besitzen, von gleicher Richtung wie I, d. h. es wäre jetzt $\mathrm{E}^2 = I^2\left[w^2 + (2\pi n L)^2\right]$ und E der Stromamplitude I um einen Winkel φ voraus, für welchen

$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2\pi n L}{w}$ ist (Fig. 875). Setzt man also $I = \frac{E}{W}$, so ist $W = \sqrt{w^2 + (2\pi n L)^2}$ der sogenannte *Wechselstromwiderstand* (*Impedanz*) des Stromkreises. Es ist auch $w = W \cos\varphi$ und $2\pi n L = W \sin\varphi$.

Jeder Stromleiter besitzt außerdem auch eine gewisse *elektrostatische Kapazität*, d. h. er nimmt eine bestimmte elektrostatische *Ladung* auf, wenn zwischen seinen einzelnen Punkten infolge des Stromdurchganges Spannungsunterschiede bestehen. Dabei ist die Ladung (in *Coulomb*) gleich dem Spannungsunterschied (in *Volt*) multipliziert mit der Kapazität. Letztere ist alsdann in *Farad* (F) zu messen; da 1 F eine sehr große Kapazität darstellt, so benutzt man in der Regel als Maßeinheit den millionten Teil, 1 *Mikrofarad* (μF) $= 10^{-6} F$ (elektrostatische Kapazität der Erdkugel $= 708\,\mu F$). Da hiernach eine Änderung des Spannungsunterschiedes um $\pm\, de$ Volt einen Zu- bezw. Abfluß einer Elektrizitätsmenge $C\,de$ Coulomb zur Folge hat, wenn C die (in *Farad* gemessene) Kapazität darstellt, so ergibt sich für eine dem Leiter zugeführte Wechselstromspannung $e = E \sin 2\pi n t$

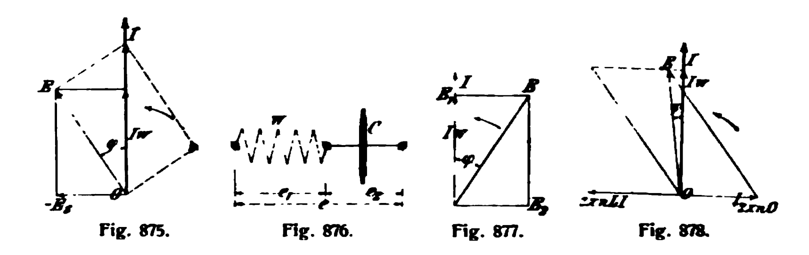


Fig. 875. Fig. 876. Fig. 877. Fig. 878.

aus der Gleichung für die zu- oder abfließende Elektrizitätsmenge: $i\,dt = C\,de$ die *Ladestromstärke* $i_l = C\frac{de}{dt} = 2\pi n C E \sin\left(2\pi n t + \frac{\pi}{2}\right)$. Dieselbe besitzt also die Amplitude $I_l = 2\pi n C E$ und ist e um 90^0 in der Phase *voraus*.

Schaltet man einen Widerstand w (Fig. 876) in Reihe mit einem Kondensator von der Kapazität C, und ist die resultierende Stromstärke $i = I \sin 2\pi n t$, so muß die Amplitude der zugeführten Gesamtspannung E (Fig. 877) die Komponenten $E_1 = Iw$ und $E_2 = \frac{I}{2\pi n C}$ besitzen, wobei E_1 in der Richtung von I, E_2 rechtwinklig dagegen nach rückwärts liegt; E ist gegen I in der Phase um den Winkel φ zurück. Setzt man wieder $I = \frac{E}{W}$, so wird $W = \sqrt{w^2 + \left(\frac{1}{2\pi n C}\right)^2}$ als Wechselstromwiderstand erhalten, und es ist $\operatorname{tg}\varphi = 2\pi n C w$. — Besitzt w außerdem noch die Selbstinduktion L, so wird die auf I rechtwinklige Komponente von E gleich $I\left(\frac{1}{2\pi n C} - 2\pi n L\right)$ (Fig. 878). Ist also jetzt die Klammergröße $= 0$, d. h. ist $\frac{1}{n} = T = 2\pi\sqrt{CL}$, so wird $\varphi = 0$ und

$E = Iw$. Die Schwingungsdauer des zugeführten Wechselstromes ist dann gleich derjenigen der elektrischen Eigenschwingungen des Stromkreises (Resonanz, Anwendungen: Teslasche Hochfrequenzströme, drahtlose Telegraphie).

Bei parallel geschalteten Wechselstromkreisen ist nicht, wie bei den oben behandelten, in Reihe geschalteten, die Stromstärke, sondern die Spannung allen gemeinsam, und man hat die Vektorsumme der einzelnen Stromamplituden zu bilden, um die resultierende Stromamplitude zu erhalten.

Die Leistung $\mathfrak{L}$ eines Wechselstromes ist definiert durch $\mathfrak{L} = \frac{1}{T}\int_0^T e\,i\,dt$. Für Sinuswechselstrom erhält man hieraus $\mathfrak{L} = \frac{1}{2} E I \cos\varphi = EJ\cos\varphi$, während allgemein $\mathfrak{L} = EJ\lambda$ ist. Der Faktor λ, welcher $\gtreqless 1$ ist, heißt der Leistungsfaktor. Im Diagramm Fig. 875 ist $E\cos\varphi = Iw$ die Leistungskomponente von E, während der Komponente $E\sin\varphi = -E_s$, welche mit I einen rechten Winkel bildet, die Leistung 0 entspricht. Anstatt E kann man sich auch I in die Leistungskomponente $I\cos\varphi$ und in die leistungsfreie oder wattlose oder Magnetisierungs-Komponente $I\sin\varphi$ zerlegt denken.

Mehrphasenströme und Drehfeld.

Ein Wechselstrom erzeugt in seiner Umgebung ein magnetisches Wechselfeld, welches bei Sinusströmen sich ebenfalls sinusartig ändert, wenn kein Eisen vorhanden ist. Erzeugt man im gleichen Raume ein zweites sinusartiges Wechselfeld, welches auf dem ersten rechtwinklig steht und mit ihm gleiche Periode und Amplitude besitzt, so setzen sich beide zu einem gleichförmig umlaufenden Feld von unveränderlicher Stärke zusammen, wenn sie um $\frac{T}{4}$ oder 90° in der Phase gegeneinander verschoben sind. Die Umlaufszahl in der Sekunde ist gleich der Periodenzahl n; die unveränderliche Stärke des umlaufenden oder Drehfeldes ist gleich der Amplitude der beiden Komponenten (zweiphasiges Drehfeld).

Anstatt zwei kann man auch n Sinusfelder zusammenwirken lassen, die miteinander Winkel von je $\frac{360^0}{n}$ bilden und in der Phase um ebenso viel gegeneinander verschoben sind. Die Stärke des umlaufenden Feldes ist alsdann im eisenfreien Raum $\frac{n}{2}$ mal so groß wie die Amplitude der Komponenten. Besonders wichtig ist der Fall $n = 3$ oder das dreiphasige Drehfeld, welches erhalten wird, wenn drei Sinusfelder gleicher Periode und Amplitude zusammengesetzt werden, welche Winkel von je 120° miteinander bilden und in der Phase um je 120° gegeneinander verschoben sind.

Zur Erzeugung solcher Drehfelder dienen zwei- bezw. dreiphasige Wechselströme. Für den Zweiphasenstrom ist $i_1 = I\sin 2\pi n t$ und $i_2 = I\sin\left(2\pi n t \pm \frac{\pi}{2}\right)$, somit $i_1 + i_2 = I\sqrt{2}\sin\left(2\pi n t + \frac{\pi}{4}\right)$,

d. h. man kann die durch die Leitungen 1 und 2 der Verbrauchsstelle zugeführten Ströme durch eine Leitung 0 gemeinsam zurückleiten, die für gleichen Spannungsabfall den $\sqrt{2}$fachen Querschnitt erhalten muß.

Für den Dreiphasen- oder Drehstrom ist $i_1 = I \sin 2\pi n t$, $i_2 = I \sin(2\pi n t \pm 120^0)$; $i_3 = I \sin(2\pi n t \pm 240^0)$. Alsdann ist stets $i_1 + i_2 + i_3 = 0$, oder es dienen immer je zwei der Leitungen als Rückleitung für die dritte; es sind also hier nur die drei Leitungen 1, 2 und 3 erforderlich. Dabei können die stromverbrauchenden Apparate entweder wie Fig. 879a geschaltet werden (Sternschaltung) oder wie 879b (Dreieckschaltung). Bei gleichmäßiger Belastung der

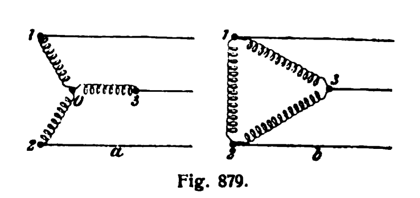


Fig. 879.

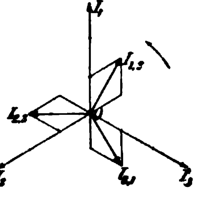


Fig. 880.

drei Seiten ist in letzterem Falle auch $i_{1,2} + i_{2,3} + i_{3,1} = 0$. Hieraus und aus den Gleichungen $i_1 = i_{1,2} - i_{3,1}$; $i_2 = i_{2,3} - i_{1,2}$ und $i_3 = i_{3,1} - i_{2,3}$ folgt aber $i_{1,2} = \frac{i_1 - i_2}{3}$, $i_{2,3} = \frac{i_2 - i_3}{3}$ und $i_{3,1} = \frac{i_3 - i_1}{3}$. Aus dem Vektordiagramm Fig. 880 folgt für die Amplituden der Seitenströme der Wert $\frac{1}{\sqrt{3}} I$, während $i_{1,2}$ um 30^0 gegen i_1, $i_{2,3}$ um 30^0 gegen i_2 und $i_{3,1}$ um 30^0 gegen i_3 in der Phase zurück ist. — Sind ebenso e_1, e_2 und e_3 die Spannungsunterschiede zwischen den Leitungen 1, 2 und 3 und dem Knotenpunkt 0, so ist $e_{1,2} = e_1 - e_2$, $e_{2,3} = e_2 - e_3$ und $e_{3,1} = e_3 - e_1$, und $e_{1,2}$ ist gegen e_1, $e_{2,3}$ gegen e_2, $e_{3,1}$ gegen e_3 um 30^0 in der Phase zurück, während die Amplitude der Dreieckspannungen $\sqrt{3}$ mal so groß ist wie diejenige der Sternspannungen.

Die Leistung eines Mehrphasenstroms ist gleich der Summe der Stromleistungen für die einzelnen Phasen. Für Drehstrom also ist insbesondere $\mathfrak{L} = \frac{1}{T}\int_0^T (i_1 e_1 + i_2 e_2 + i_3 e_3)\,dt$; weil $i_2 + i_3 = -i_1$ ist, kann auch $\mathfrak{L} = \frac{1}{T}\int_0^T (i_1 e_{1,3} + i_2 e_{2,3})\,dt$ gesetzt werden.

Wechselstrommessungen.

Die Stärke eines Wechselstroms kann man mittels des Hitzdrahtstrommessers, mittels des Elektrodynamometers oder, wenn die Eisenteile dünn und in der Kraftlinienrichtung kurz sind, mit Weicheiseninstrumenten messen; letztere müssen durch Vergleichung mit

Strommessern der beiden erstgenannten Gattungen direkt mit Wechselstrom geeicht werden. Sehr starke Wechselströme werden meist erst durch sog. Meßtransformatoren (s. später) in schwächere umgeformt.

Zur Messung von Wechselstromspannungen dienen entweder, besonders bei sehr hohen Beträgen, Elektrometer, oder Hitzdraht-Spannungsgalvanometer, oder Elektrodynamometer, oder endlich ebenfalls Weicheiseninstrumente. Um bei den letzten drei Gattungen die Kosten der Vorschaltwiderstände und den Leistungsverbrauch der Instrumente zu vermindern, setzt man sehr hohe Spannungen ebenfalls durch Meßtransformatoren in niedere um.

Zur Messung der Leistung eines Wechselstromes dient das Leistungs-Elektrodynamometer oder Wattmeter. Der feststehende Stromkreis A (Fig. 881) wird vom Strom i, dessen Leistung bestimmt werden soll, durchflossen, während durch den beweglichen Stromkreis B mit entsprechendem Vorschaltwiderstand V ein der Spannung e proportionaler Zweigstrom fließt. Will man in dieser Weise den Leistungsverbrauch einer Wechselstromanlage L messen, schaltet man den Anfang von B entsprechend der ausgezogenen,

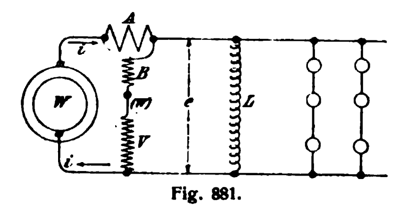


Fig. 881.

will man die von einer Wechselstromquelle W gelieferte Leistung messen, entsprechend der punktierten Linie; da im ersten Falle der Zweigstrom im beweglichen Stromkreis durch A mit hindurchfließt, im zweiten Falle nicht, so wird bei der ersten Schaltung der Leistungsverbrauch des beweglichen Stromkreises, d. h. $\frac{E^2}{w}$, mitgemessen und ist zu subtrahieren, während er bei der zweiten Schaltung fehlt und darum zu addieren ist. — Sind i_A und i_B die Ströme in A und in B, und ist α der Ausschlag des Meßinstruments, so ist $C\alpha = \frac{1}{T}\int\limits_0^T i_A i_B dt$. Hierin ist, wenn der Ohmsche Widerstand w den Selbstinduktionswiderstand $2\pi n L$ weit überwiegt, $i_B = \frac{e}{w}$, und darum die Leistung $\mathfrak{L} = C\alpha w$. C ist der sog. Reduktionsfaktor des Dynamometers, d. h. der Wert des Produkts $i_A i_B$ bei Gleichstrom (bezw. seines Mittelwertes $\frac{1}{T}\int\limits_0^T i_A i_B dt$ bei Wechselstrom) für $\alpha = 1$ Skalenteil. Die Eichung erfolgt immer mit Gleichstrom. Bei sehr hohen Stromstärken oder sehr hohen Spannungen werden die betreffenden Größen vorher durch Meßtransformatoren verkleinert. — Bei Mehrphasenströmen müssen im allgemeinen die Leistungen in allen Phasen einzeln gemessen und die Werte addiert werden. Bei Zweiphasenstrom und Drehstrom mit

gleich belasteten Phasen genügt die Messung in einer Phase, wobei die bewegliche Spule, mit dem geeigneten Vorschaltwiderstand versehen, zwischen einen der Außenleiter und den Nullleiter bezw. Nullpunkt zu schalten ist. Letzterer ist bei Drehstromanlagen meist nicht unmittelbar zugänglich; man verwendet dann anstatt eines gewöhnlichen einen

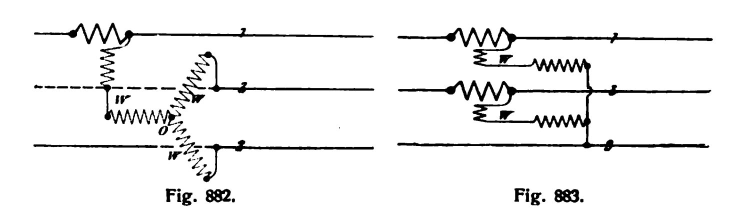


Fig. 882. Fig. 883.

sog. Sternschaltungswiderstand zum Vorschalten (Fig. 882), während die feststehende Spule in eine der Zuleitungen eingeschaltet wird. Bei Anlagen mit Dreieckschaltung und ungleich belasteten Phasen genügen zufolge der S. 1008 abgeleiteten Beziehung zwei Messungen in der in Fig. 883 dargestellten Schaltung (Aron'sche Schaltung) und Addition der gemessenen Werte, um $\mathfrak{L}$ zu finden.

Auch das Prinzip des Ferrarisschen Drehfeldes läßt sich auf Wechselstrommessungen in folgender Weise anwenden: Man teilt den zu messenden Strom i in zwei in der Phase um 90° gegeneinander verschobene Komponenten i_1 und i_2, welche man durch zwei Spulenpaare hindurchschickt (Fig. 884), die auf den diametral gegenüberstehenden Polansätzen eines aus dünnen Eisenblechen aufgebauten Ringes sitzen und infolgedessen in dem inneren, cylindrischen, ebenfalls aus dünnen Blechen aufgebauten Eisenkern ein Drehfeld erzeugen. Von den Kraftlinien desselben wird eine leichte Glocke aus Aluminium geschnitten, welche den inneren Eisenkern umfaßt und mit Stahlzapfen in Steinlöchern gelagert ist. Durch die Wechselwirkung zwischen diesem Drehfeld und den durch sie in der Glocke erzeugten Induktionsströmen entsteht ein Drehmoment, welches durch die Torsion einer Spiralfeder ausbalanziert wird und ein Maß für die Stärke des Stromes i abgibt. Die Drehung der Trommel wird mittels eines mit ihr verbundenen Zeigers abgelesen. Die erforderliche Phasenverschiebung wird durch Verbindungen von Widerständen mit hoher Selbstinduktion (Drosselspulen) mit induktionsfreien Widerständen erzielt (Schaltungen von Görges und von Hummel).

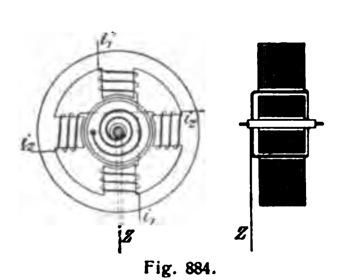


Fig. 884.

II. Erzeugung und Umformung der elektrischen Ströme.

A. Galvanische und thermoelektrische Elemente.

a) Primärelemente.

Allgemeines über galvanische Elemente.

Die Primärelemente sind Zusammenstellungen von verschiedenen metallischen Leitern und leitenden Flüssigkeiten; zwischen den beiden metallischen Leitern entsteht durch die chemische Wirkung der Flüssigkeit ein Potential- oder Spannungsunterschied, und zwar bildet das von der Flüssigkeit stärker angegriffene Metall immer den negativen Pol. Verbindet man die beiden Metalle der Pole außerhalb der Flüssigkeit durch einen Leiter, so erhält man einen dauernden elektrischen Strom, welcher außen vom positiven zum negativen Metall, im Element selbst entgegengesetzt fließt. Dabei löst sich das Metall des negativen Poles auf, und von der dabei frei werdenden Energie liefert das Element einen mehr oder weniger großen Teil in Form von elektrischer Stromenergie. Dabei muß durch die Zusammensetzung des Elements dafür gesorgt werden, daß am Metall des positiven Poles sich nicht Niederschläge bilden, durch welche Gegenspannungen erzeugt werden (Polarisation) oder die Berührung mit der Flüssigkeit gehindert wird (Vergrößerung des inneren Widerstandes).

Den Spannungsunterschied, welcher durch die chemischen Wirkungen dauernd entwickelt wird, nennt man die elektromotorische Kraft des Elements (EMK oder E). Durch die Wirkung des elektrischen Stromes wird einesteils im Element selbst infolge des inneren Widerstandes (w_i) nach dem Ohmschen Gesetz die Spannung Jw_i verbraucht, so daß die Klemmenspannung nur noch $P = E - Jw_i$ ist. Außerdem kann durch eine entsprechende Polarisation dabei auch E selbst eine Verminderung erfahren, so daß also die EMK des geschlossenen Elements kleiner ist als die des offenen.

Die gesamte vom Element entwickelte Stromleistung ist $= JE$ Watt, die an den äußeren Stromkreis abgegebene Leistung $= JP$ Watt. Der Quotient beider oder $\eta = \frac{P}{E}$ ist der Wirkungsgrad des Elements.

Infolge der Veränderung der wirksamen Flüssigkeit nimmt bei einem geschlossenen Element die EMK und damit die Leistungsfähigkeit ab, um schließlich so weit zu sinken, daß das Element zur weiteren Stromlieferung nicht mehr tauglich ist. Die bis zum Zeitpunkt der Erschöpfung gelieferte gesamte Elektrizitätsmenge $SJdt$ heißt Stromkapazität des Elements; dieselbe wird meist in Ampère-Stunden angegeben. Die in Watt-Stunden gemessene Leistungskapazität ist durch $SPJdt$ definiert.

Elemente mit einer Flüssigkeit.

Zink-Kupfer-Element nach Lalande von Umbreit & Matthes, sog. Kupronelement: Die Energie wird gewonnen durch Auflösung von amalgamiertem Zink in Natronlauge. Der durch den

Strom auf der Kupferplatte abgeschiedene Wasserstoff wird durch poröses Kupferoxyd im Augenblick des Entstehens zu Wasser oxydiert. Die Metalle werden in Form von rechteckigen Platten verwendet, wobei eine mit Kupferoxyd bedeckte Kupferplatte zwischen zwei amalgamierten Zinkplatten hängt; als Gefäß dient ein parallelepipedischer Glastrog. $EMK = 0{,}8\ V$. Die Elemente werden in folgenden Größen geliefert:

	I	II	III	IV
Größte Stromstärke .	2	4	8	16 A.
Stromkapazität . .	50	100	200	400 A. St.
w_i	0,06	0,03	0,015	0,0075 Ω.

Chromsäureelement von Bunsen: Kohle- und amalgamierte Zinkplatten in einer Lösung aus 250 Teilen gepulvertem Kaliumbichromat in 250 Teilen konzentrierter Schwefelsäure, welche Lösung mit 800 Teilen Wasser verdünnt wird. $EMK = 2\ V$; innerer Widerstand gering. Beim Nichtgebrauch muß das Zink aus der Flüssigkeit herausgehoben werden. Das Element eignet sich besonders zur Lieferung starker Ströme von kürzerer Dauer.

Element von Leclanché: Kohle von Braunstein umgeben gegen Zink; Flüssigkeit eine konzentrierte Lösung von Salmiak. EMK anfangs 1,6 V, sinkt beim Gebrauch rasch auf 1,2 V, dann langsam weiter. Das Element eignet sich vor allen Dingen für intermittierenden Betrieb, wie bei elektrischen Klingeln, und ist da sehr dauerhaft. Zu dieser Klasse von Elementen gehören die meisten der jetzt viel angewandten Trockenelemente, bei denen die Erregerflüssigkeit durch neutrale, poröse oder gallertartige Substanzen (Kieselguhr, Wasserglas) gebunden ist. Diese zeigen daher auch ein ähnliches Verhalten wie die Leclanchéschen Elemente, d. h. polarisieren sich bei Entnahme stärkerer Ströme rasch, um sich bei längerem Stehen im offenen Zustande langsam wieder zu erholen.

Elemente mit zwei Flüssigkeiten.

Daniellsches Element: Amalgamiertes Zink in verdünnter Schwefelsäure gegen Kupfer in konzentriert gehaltener Kupfersulfatlösung; die Flüssigkeiten sind durch eine poröse Tonzelle getrennt. $EMK = 1{,}1\ V$; innerer Widerstand je nach der Größe 0,1 — 0,5 Ω. Die Elemente sind bei schwachen Strömen sehr konstant. Wegen der in den Poren der Tonzelle stattfindenden Kupferabscheidung schichtet man bei Elementen für Dauerbetrieb die beiden Flüssigkeiten besser dem spezifischen Gewicht entsprechend ohne trennende Scheidewand übereinander (Element von Meidinger, vereinfachte Form das Element der Reichstelegraphenverwaltung). Solche Elemente dürfen niemals längere Zeit stromlos gelassen werden, da dann die schwerere Kupfervitriollösung nach der Flüssigkeit beim Zink (Bittersalzlösung) heraufdiffundiert.

Element von Bunsen: Amalgamiertes Zink in verdünnter Schwefelsäure, Kohle in konzentrierter Salpetersäure. $EMK = 1{,}85\ V$; $w_i = 0{,}1\ \Omega$ und darunter. Durch das bei der Oxydation des Wasserstoffs gebildete Wasser verdünnt sich die Salpetersäure allmählich, und die EMK sinkt. Das Element eignet sich zur Erzeugung stärkerer

Ströme. — Sparsamer im Salpetersäureverbrauch, aber wesentlich kostspieliger in der Anschaffung ist das Element von Grove, bei welchem statt der Kohle eine Platinplatte verwendet wird.

b) Thermosäulen.

In einem aus zwei oder mehr verschiedenen Metallen gebildeten Kreis entstehen elektromotorische Kräfte, wenn eine der Lötstellen auf eine andere Temperatur gebracht wird wie die anderen. Auch bei großen Temperaturunterschieden ist die *EMK* der Thermoelemente gering und erreicht bei Verbindung von Neusilber oder noch besser Reinnickel mit Legierungen von Zink und Antimon Werte von 0,06—0,08 *V*; um eine genügende *EMK* zu erhalten, muß man also eine größere Anzahl solcher Elemente zu einer Thermosäule verbinden. Für größere Leistungen baut man solche Thermosäulen mit Gasheizung; die *EMK* beträgt 3—6 *V*, der Gasverbrauch pro Wattstunde Nutzarbeit 12,5—40 *l*. Derartige für den Betrieb kleiner galvanoplastischer Anlagen sowie zum Laden von Akkumulatoren brauchbare Batterien sind die Gülchersche, ferner diejenige von R. Fueß in Berlin und der Thermotor der Elektrotechnischen Werkstätte in Darmstadt. Trotz der schlechten Ausnutzung der Verbrennungswärme des Gases, welche bei den besten dieser Thermosäulen nur etwa 1,8 % erreicht, sind dieselben für den Kleinbetrieb billigere und bequemere Stromquellen als die Elemente mit Flüssigkeiten.

c) Sekundärelemente oder Akkumulatoren.

Wirkungsweise der Akkumulatoren.

Die Sekundärelemente entwickeln unmittelbar nach der Zusammensetzung keine *EMK*, sondern bedürfen dazu erst der Wirkung eines elektrischen Stromes, der eine Polarisation der Elektroden erzeugt (Ladung). Die *EMK* dieser Polarisation kann dann umgekehrt wieder benutzt werden, um solange einen Strom von der entgegengesetzten Richtung des Ladestromes zu erzeugen, bis die Polarisation der Elektroden wieder verschwunden ist (Entladung). Man nennt diese Elemente auch Stromsammler oder Akkumulatoren, weil man in ihnen elektrische Energie, die zu einer Zeit zur Verfügung steht, ansammeln und zu einer anderen Zeit wieder nutzbar machen kann.

Bis jetzt hat nur der Bleiakkumulator praktische Bedeutung erlangt, der auf der Polarisation von Bleiplatten in verdünnter Schwefelsäure beruht, welche durch einen hindurchgeleiteten elektrischen Strom bewirkt wird. Die Bleiplatte an der Eintrittsstelle des Stromes wird oxydiert und bedeckt sich mit einer Schicht von braunem Superoxyd, während die an der Austrittsstelle durch Reduktion etwa vorhandener Oxyde sich in metallisches Blei verwandelt. Das so geladene Element besitzt eine *EMK* der Polarisation von etwa 2,15 *V*, welche aber bei Stromlieferung rasch auf etwa 1,98 *V*, dann langsam auf 1,9 *V*, zuletzt wieder rascher auf 1,83 *V* sinkt, um von da ab bei weiter fortgesetzter Entladung ziemlich rasch bis Null abzunehmen. Bei der Entladung nimmt die Säuredichte etwa von 1,23 (entsprechend 33 % H_2SO_4) bis 1,20 (entsprechend 27,4 % H_2SO_4) ab, um bei der

Ladung wieder um denselben Betrag zu steigen; es bildet sich also bei der Entladung an beiden Polen eine durch den Strom leicht wieder rückbildbare Bleioxyd-Schwefelsäureverbindung, die bei längerem Stehen, namentlich im ungeladenen Zustande, sich allmählich in das gewöhnliche, schwer lösliche und darum sehr schwer rückbildbare Bleisulfat verwandelt. Deswegen darf man unbenutzte Akkumulatoren nur im geladenen Zustande stehen lassen und muß durch mindestens alle Monate wiederholtes Aufladen derselben der Bildung von schwer löslichem Sulfat entgegenarbeiten. Namentlich bei sehr langsamer Entladung bildet die Beobachtung der Säuredichte das sicherste Merkmal für den Entladungszustand einer Batterie.

Die von einem Akkumulator bei normaler Entladung, d. h. bei einer Entladung bis zu der Grenze, von der ab die *EMK* rasch abfällt, insgesamt hergegebene Elektrizitätsmenge oder die Stromkapazität beträgt etwa 95% der hineingeladenen Elektrizitätsmenge, während die Leistungskapazität bei der Entladung nur etwa 75% von derjenigen bei der Ladung erreicht, weil bei der Ladung die an den Klemmen des Akkumulators auftretende Spannung höher ist als bei der Entladung. Das ist einmal auf den Spannungsverlust infolge des inneren Widerstandes zurückzuführen, der sich bei der Entladung von der *EMK* subtrahiert, bei der Ladung aber zu ihr addiert; da aber bei der jetzt meist verwendeten Säurekonzentration der innere Widerstand höchstens etwa 0,0135 Ω für 1 qdm wirksame Fläche und 1 cm Plattenabstand beträgt, und da man die Stromstärke für 1 qdm Fläche bei der Ladung nur 1,3 bis 1,7 *A*, bei der Entladung 1,3 bis 2,7 *A* nimmt (die größeren Zahlen gelten für Elemente für rasche Entladung), so ist dieser Ohmsche Spannungsverlust nur sehr gering. Der Rest des Unterschiedes ist auf die eintretende Polarisation zurückzuführen, welche zur Folge hat, daß die Ladespannung fast augenblicklich auf 2,1 *V*, dann langsam bis etwa 2,4 *V*, zuletzt rascher auf 2,7—2,75 *V* ansteigt. Gegen das Ende der Ladung tritt eine sehr lebhafte Entwicklung von Wasserstoff und Sauerstoff ein, welche anzeigt, daß alle reduzierbare bezw. oxydierbare Masse reduziert bezw. oxydiert, die Ladung somit beendigt ist. Die hohe Spannung zu Ende der Ladung ist auf diese Wasserstoff-Sauerstoffpolarisation zurückzuführen; diese verschwindet schon beim kurzen Stehen in stromlosem Zustand und trägt zur Stromlieferung bei der Entladung nichts bei. Einesteils um unnötige Verluste zu vermeiden, andernteils aber um eine durch die starke Gasentwicklung in den Poren eintretende Abbröcklung der wirksamen Masse zu verhüten, muß man es vermeiden, die Überladung mit normaler Stromstärke längere Zeit fortzusetzen; um indessen etwa zurückgebliebene Elemente wieder in den richtigen Zustand zu bringen, muß man eine solche bei regelmäßig benutzten Batterien alle 2 bis 4 Wochen einmal vornehmen. Noch sicherer erreicht man den normalen Zustand, indem man die Batterie bis zur starken Gasentwicklung ladet, dann eine Stunde stromlos läßt, mit halber Stromstärke bis zur Gasentwicklung ladet, wieder eine Stunde stromlos stehen läßt und so fortfährt, bis alle Elemente vom Augenblick des Einschaltens an gleichmäßig Gas entwickeln. Für gewöhnlich setze man die Ladung nur so lange fort, bis die Elemente alle gleichmäßig und lebhaft Gas entwickeln und eine Klemmenspannung von etwa 2,5 *V* erreicht haben; nach Eintritt der

stärkeren Gasbildung muß die Ladestromstärke auf $^1/_3$ bis $^2/_3$ der normalen vermindert werden. Fehlerhafte Elemente machen sich zunächst am Zurückbleiben in der Gasentwicklung bemerklich; solche sind vor allen Dingen durch Ableuchten auf Kurzschlüsse durch herausgefallene Masse zu untersuchen und solche zu beseitigen. Kennzeichen der guten Beschaffenheit eines Akkumulators bildet das Aussehen der Platten (die positiven dunkelbraun, die negativen hellgrau) und das Fehlen größerer Ablagerungen von herausgefallener Masse am Boden des Gefäßes.

Man unterscheidet Akkumulatoren für normale Entladung (in 3—10 oder mehr Stunden), solche für kurze Entladung (1—3 Stunden) und Pufferbatterien für rasch aufeinanderfolgende Ladungen und Entladungen; bei den letzteren beiden Gattungen darf aber die Ladestromstärke nur etwa halb (bei den Pufferbatterien bis 0,62) mal so groß werden wie der höchste zulässige Entladestrom. Bei den Elementen für rasche Entladung ist auch der Spannungsabfall ein größerer, und die Endspannung beträgt bei einstündiger Entladung 1,75—1,70 V, während sie bei dreistündiger 1,83—1,80 V ist. — Bei allen Elementen wächst die Kapazität mit der Dauer der Entladung, und zwar bei 3—10stündiger Entladung um etwa 4,9 % für jede Stunde, bei 1—3stündiger um ebenso viel für jede Viertelstunde mehr als die geringste Entladezeit.

Aufbau der Akkumulatoren.

Während man anfangs die Akkumulatoren nach dem Plantéschen Verfahren herstellte, indem man dicke Bleiplatten abwechselnd als positive und negative Elektroden benutzte und wiederholt lud und entlud, beschleunigt man jetzt diesen langsamen Formierungsprozeß, indem man nach Faure auf die (gerippten oder gitterförmigen) Bleiplatten im wesentlichen aus Mennige und Bleiglätte bestehende und unter Zusatz von Schwefelsäure zu einem steifen Teig verarbeitete Massen aufpreßt und diese Masseplatten dann einem dem Plantéschen ähnlichen Formierungsprozeß unterwirft. Die nach dem Plantéschen Verfahren hergestellten Platten sind kostspieliger, aber haltbarer als die Faure-Platten; nach diesem Verfahren werden darum vielfach die positiven (Superoxyd-) Platten von Akkumulatoren für rasche Entladung und von Pufferbatterien hergestellt.

Akkumulatoren für langsame Entladung werden gegenwärtig zu Stromstärken bis etwa 4500 A, für kurze Entladung bis 9000 A, für Pufferbatterien bis 5000 A bei der Entladung hergestellt; die entsprechenden Ladestromstärken sind für die beiden ersten Arten 4500 A, für die letzte 3000 A. Die für höhere Stromstärken erforderliche große Oberfläche erzielt man zum Teil durch Vergrößerung der Platten, hauptsächlich aber durch Parallelschalten mehrerer positiver und negativer Platten, wobei stets die positiven von je zwei negativen Platten eingeschlossen sind, von letzteren also immer eine mehr vorhanden ist als von ersteren. Die Plattensätze werden so in Glas-, bei den größeren Typen in mit Bleiplatten ausgeschlagene Holztröge eingebaut, daß ihre unteren Kanten vom Boden des Gefäßes einen größeren Abstand besitzen, damit nicht durch herausgefallene Masse Kurzschlüsse entstehen können. Die Platten ruhen dabei mittels angegossener Bleifahnen auf den Rändern der Glasgefäße oder, bei den Holzkästen, auf

eingesetzten starken Glasplatten: Die positiven Platten werden auf der einen, die negativen auf der anderen Seite mittels Bleileisten an ihren Fahnen durch direktes Zusammenschmelzen im Knallgasgebläse verbunden. Durch ähnliche Bleileisten werden dann die in Reihe geschalteten Elemente einer Batterie miteinander verbunden.

Die Batterien werden auf kräftigen Holzgestellen isoliert aufgestellt. Besonders Batterien für höhere Spannung müssen gut isoliert werden, damit nicht durch Selbstentladung zu hohe Verluste entstehen. Die Holzgestelle werden aus möglichst harzreichem Kiefernholz, am besten aus der amerikanischen Pitchpine hergestellt; die Isolation erfolgt durch untergelegte Porzellanscheiben, bei hohen Spannungen durch Isolierglocken.

B. Die Gleichstromdynamo.

a) Der Gleichstromerzeuger.

Schaltungsarten.

Die Gleichstromdynamo besteht aus einem rotierenden Teil, dem Anker, in welchem Ströme induziert werden, dem damit verbundenen Kollektor mit den Schleifbürsten, durch welchen die im Anker erzeugten Ströme nach außen geleitet werden, und dem feststehenden Magnetgestell, durch welches das induzierende Magnetfeld erzeugt wird. Der im Anker erzeugte Strom J_a geht entweder ganz durch

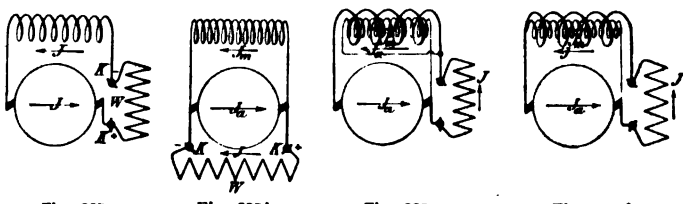


Fig. 885a. Fig. 885b. Fig. 885c. Fig. 885d.

die Magnetwicklung und den äußeren Stromkreis — Hauptstrommaschine (Fig. 885a), oder ein Bruchteil J_m davon geht durch die Magnetwicklung, der größere Teil J aber durch den äußeren oder Nutzstromkreis — Nebenschlußmaschine (Fig. 885b), oder endlich es sind über die dünndrähtigen Magnetwindungen der Nebenschlußmaschine eine Anzahl dicker Windungen gewickelt, durch welche entweder der Strom J_a oder J fließt — Doppelschluß- oder Kompoundmaschine (Fig. 885c, d). Eine Abart der Nebenschlußmaschine endlich erhält man, wenn man die Enden der Magnetwicklung an eine besondere Stromquelle (z. B. Akkumulatorenbatterie) legt — Maschine mit Fremderregung.

Nennt man den Ankerwiderstand w_a, den Übergangswiderstand an den Bürsten w_b, den der Magnetwicklung w_m, den im äußeren Stromkreis W, ist endlich E die induzierte EMK, P die Klemmen-

spannung, so ist $\eta_e = \frac{PJ}{EJ_a}$ das elektrische Güteverhältnis der Maschine. Dabei ist für die Hauptstrommaschine $J = J_a$ und $P = E - J(w_a + w_h + w_m)$, für die Nebenschlußmaschine $P = E - J_a(w_a + w_b)$ und $J = J_a - J_m$, für die Kompoundmaschine Fig. 885c $P = E - J_a(w_a + w_b + w_m)$, für Fig. 885d $P = E - J_a(w_a + w_b) - Jw_m$ und $J = J_a - J_m$.

Außer den Stromwärmeverlusten hat man noch die Verluste durch Hysteresis und Wirbelströme im Ankereisen und sonstigen Metallteilen, ferner die Verluste durch Reibung und Luftwiderstand, durch welche bewirkt wird, daß die der Ankerwelle zuzuführende Leistung $\mathfrak{L}$ größer sein muß als die im Anker entwickelte Leistung EJ_a. Man nennt $\eta_m = \frac{EJ_a}{\mathfrak{L}}$ den mechanischen Wirkungsgrad der Maschine, während $\eta = \eta_e \eta_m = \frac{PJ}{\mathfrak{L}}$ der Gesamtwirkungsgrad ist. Man kann durchschnittlich etwa rechnen:

für PJ	=	3	10	20	50	100	200	500	1000	2000 KW
η	=	0,80	0,85	0,88	0,90	0,92	0,93	0,935	0,945	0,95
$\mathfrak{L}$	=	5,1	16,0	30,9	75,5	148	293	727,5	1440	2860 PS.

Allgemein gilt: $\mathfrak{L} = 1{,}36 \frac{PJ(\text{KW})}{\eta}$.

Der Anker.

Der Anker besteht aus einem ringförmigen, aus etwa 0,5 mm dicken Blechscheiben aufgebauten Eisenkern; die einzelnen Bleche sind durch mit Schellacklösung aufgeklebtes, dünnes Papier gegeneinander isoliert, um zu verhindern, daß bei der Rotation im magnetischen Felde in der Eisenmasse selbst Wirbelstürme entstehen, welche einesteils eine Erwärmung des Eisens zur Folge haben, anderenteils aber den Wirkungsgrad verschlechtern würden (s. Tafel VIII, Fig. 1 [1]), wo der Ankerkörper in der Mitte zur besseren Kühlung einen besonderen Ventilationsspalt besitzt). Bei größeren Ankern werden die Blechringe zwischen dickere Endscheiben (gewöhnlich aus Gußeißen) gebracht, die entweder durch Bolzenschrauben zusammengezogen werden oder, wie in Tafel VIII, Fig. 1 und 2, durch einen gußeisernen Ring, der durch eine Art von Bajonettverschluß gehalten wird. Die Verbindung mit der Welle wird durch den sog. Ankerstern vermittelt; durch Keile ist dafür gesorgt, daß sich die Scheiben nicht gegeneinander verdrehen können. Bei kleinen Ankern werden die Bleche direkt auf die Welle aufgeschoben und zwischen aufgeschraubten Scheiben zusammengepreßt. Ankerringe, deren äußerer Durchmesser größer als 1 m ist, werden aus einzelnen Sektoren zusammengesetzt.

Am Umfange sind jetzt meist rechteckige Nuten eingefräst oder aus den einzelnen Scheiben ausgestanzt, in denen die gut isolierte

[1]) Anmerkung: Die Figuren der Tafel VIII, sowie die Textfiguren 891, 892 und 893 sind mit Erlaubnis des Autors den im gleichen Verlage erschienenen Werken von Prof. E. Arnold: „Die Gleichstrommaschine“, Bd. II, und „Die Wechselstromtechnik“, Bd. IV, entnommen.

Wicklung untergebracht ist (Zahn- oder Nutenanker), während früher auch vielfach die Wicklung auf der äußeren, glatten Oberfläche des Ankerkerns befestigt war (glatte Anker).

Die Wicklung bildet ein geschlossenes System von Windungen, welche entweder um den Eisenkern herum geführt sind (Ringanker; diese werden der schwierigeren Herstellung wegen jetzt nur noch selten ausgeführt) oder nur auf der Oberfläche desselben verlaufen (Trommelanker). Gegen die Wirkung der Fliehkraft wird die Wicklung bei kleineren Ankern durch verlötete Bänder aus Stahl- oder Messingdraht geschützt; bei großem Durchmesser werden die Nuten außen mit schwalbenschwanzförmigen Einschnitten versehen oder verengt, und die Wicklung wird durch eingeschobene Holz- und Fiberkeile festgehalten.

Die ganze Wicklung zerfällt in eine gerade Zahl ($2a$) gleicher und gleich induzierter Abschnitte, welche sich so aneinanderreihen, daß in den aufeinanderfolgenden die induzierten elektromotorischen Kräfte entgegengesetzt verlaufen (Fig. 886); der Anker ist also an sich stromlos und liefert nach außen erst Strom, wenn die Konvergenzstellen (+ Pole) und Divergenzstellen (—Pole) durch einen äußeren Schließungsbogen verbunden werden. Diese Verbindung vermittelt der Kollektor mit den darauf schleifenden Bürsten. Die Schaltungszahl a ist unabhängig von der Zahl der Polpaare p der Maschine. Am häufigsten findet sich $a = p$ (Parallelschaltung) und $a = 1$ (Reihenschaltung). — Die ganze Wicklung besteht aus K Spulen von je s Windungen. Von jeder Windung liegen beim Trommelanker zwei (beim Ringanker nur eine) Seiten auf der Außenseite des Ankers und werden von den Kraftlinien der Felder geschnitten. Bezeichnet man also mit S die Anzahl der induzierten Drähte, so ist $S = sK$ beim Ring-, $= 2sK$ beim Trommelanker, und der Kollektor besitzt K Segmente, mit deren jedem zwei Spulenenden verbunden sind. Die Verbindung erfolgt nach der Arnoldschen Schaltregel, wonach für Ringanker der sog. Wicklungsschritt $y = \frac{K \pm a}{p}$, für Trommelanker aber $2y = y_1 + y_2 = \frac{2K \pm 2a}{p}$ ist; hierin dürfen y und K keinen gemeinsamen Teiler haben, sonst zerfällt die Wicklung in mehrere für sich geschlossene Abteilungen; ferner müssen y_1 und y_2 ungerade Zahlen sein. y_1 bedeutet den Verbindungsschritt der einzelnen Drahtgruppen zu Spulen (wobei wir uns immer die s Windungen einer Spule zu einer zusammengelegt denken), y_2 bedeutet den Wicklungsschritt für die Drahtenden auf der Kollektorseite.

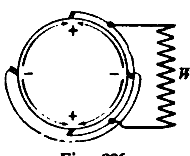


Fig. 886.

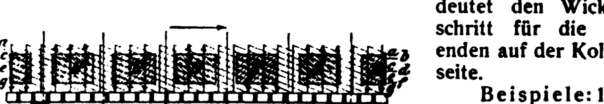


Fig. 887.

Beispiele: 1. Ringwicklung, 6polig mit Reihenschaltung ($p = 3$, $a = 1$) mit $K = 25$ Spulen; $y = 8$. Die Verbindungen erfolgen nach dem Schema Fig. 887, worin die vertikalen, ausgezogenen Linien die induzierten Spulenseiten, die schrägen punktierten Linien die außerhalb der Felder verlaufenden Verbindungen

der Spulenenden bedeuten. Die Felder sind durch Schraffierung angedeutet; die Pfeilspitzen geben die Richtung der in den einzelnen Spulenseiten induzierten Ströme für einen Beobachter an, der die bei 1 aufgeschnittene und zu einem Rechteck ausgebreitete Wicklung so ansieht, daß die Polschuhflächen hinter der Zeichenebene liegen; der Pfeil oben gibt die Bewegungsrichtung der Wicklung an. Die vertikalen punktierten Linien deuten die von Kraftlinien freien (neutralen) Zonen an, in denen die Stromabnahme erfolgen muß. Solcher Abnahmestellen erhält man bei Fig. 887 zwei. Da zwischen den drei Zonen 1, 3, 5 einerseits und zwischen 2, 4, 6 anderseits keine Spannungsunterschiede bestehen, kann man auch in 1, 3 und 5 sowie in 2, 4 und 6 Bürsten anlegen und die Bürsten jeder Gruppe parallel schalten. Der Gesamtstrom verzweigt sich dann zwischen den drei Zuführungsstellen so, daß in jedem Ankerleiter die Hälfte des Gesamtstroms fließt. — 2. Trommel, 2polig, mit Schleifenwicklung: $2K = 16$; $2y = y_1 + y_2 = 16 \pm 2$, also z. B. $y_1 = 7$, $y_2 = 11$ oder, was dasselbe ist, $= -5$. Das abgewickelte Schema Fig. 888 läßt erkennen, wie die Wicklung in Form von Schleifen verläuft. Reiht man dasselbe Schema $p$mal aneinander, so erhält man

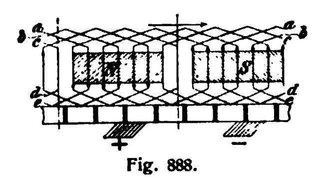


Fig. 888.

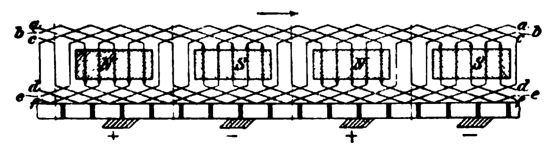


Fig. 889.

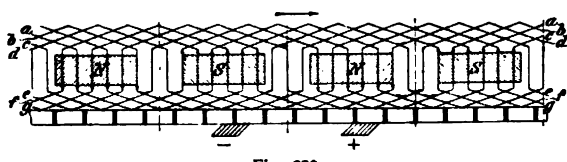


Fig. 890.

die $2p$polige Trommel mit Schleifenwicklung und Parallelschaltung aller $2p$ Abteilungen. — 3. Trommel 4polig, mit Wellenwicklung und Parallelschaltung ($a = p$): $2K = 32$, $p = 2$, $a = 2$; $2y = y_1 + y_2 = \frac{32 \pm 4}{2}$; $y_1 = y_2 = 7$. Das abgewickelte Schema Fig. 889 läßt den wellenartig fortschreitenden Verlauf dieser Wicklung erkennen. — 4. $2K = 34$, $p = 2$, $a = 1$ gibt $2y = y_1 + y_2 = \frac{34 \pm 2}{2}$, d. h $y_1 = 9$; $y_2 = 7$. Man erhält, wie Fig. 890 erkennen läßt, nur zwei Stromabnahmestellen, also eine 4polige

Trommelwicklung mit Reihenschaltung. Da gleichliegende neutrale Zonen keinen Spannungsunterschied besitzen, kann man hier ebenso wie beim Ring an allen vier die Bürsten anlegen und die beiden positiven und die beiden negativen parallel schalten. Während aber bei der Parallelschaltung die Stromstärke in jedem Draht nur $\frac{J_a}{2p}$ ist, ist sie bei der Reihenschaltung $\frac{J_a}{2}$, und die Stromverteilung auf die verschiedenen Bürsten ist im allgemeinen keine gleichförmige, sondern richtet sich nach den zufälligen Werten der Übergangswiderstände.

Bedeutet Φ die gesamte Kraftlinienzahl für einen Pol, u die Umdrehungszahl des Ankers in der Minute, so ist die *EMK*

$$E = \frac{p}{a} 10^{-8} \Phi S \frac{u}{60}.$$

Da immer durch die Bürsten eine Anzahl von induzierten Stäben kurzgeschlossen sind, so hat man mittels des abgewickelten Schemas erst

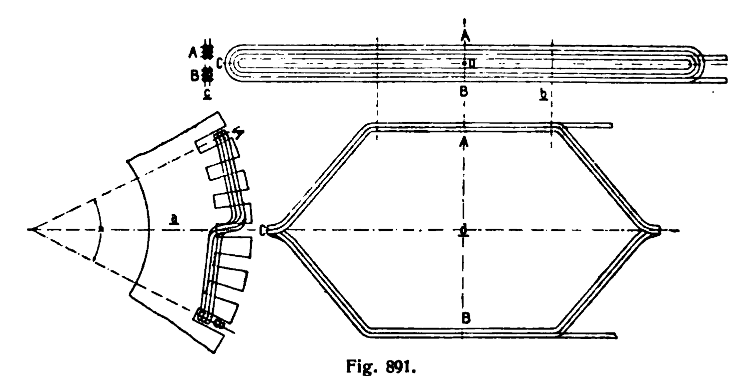


Fig. 891.

die mittlere Zahl dieser kurzgeschlossenen Stäbe festzustellen und die um diese verminderte Zahl der induzierten Drähte in obiger Forme für S einzusetzen.

Die Nutenzahl wählt man bei Trommelankern so, daß von den $2K$ Spulenseiten in jede Nut 2, 4, 6 oder höchstens 8 zu liegen kommen d. h. $N = K, \frac{K}{2}, \frac{K}{3}$ oder $\frac{K}{4}$. Die einzelnen Spulen oder Pakete von 2, 3 oder 4 Spulen werden bei dünneren Drähten meist auf Schablonen gewickelt und die fertigen Spulen dann auf den Anker aufgebracht. Bei stärkeren Leitern und $s = 1$ setzt man die Wicklung auch oft aus einzelnen nach Schablonen gebogenen Stäben zusammen (Stabanker). Die Verbindungen werden meist durch die schraubenartig verlaufenden Teile der Wicklung hergestellt, die man erhält, wenn man das abgewickelte Schema (Fig. 888—890) zu einem Cylinder zusammenbiegt; dabei müssen die nach der einen Richtung laufenden Verbindungen auf einem weiteren Cylindermantel liegen als die anderen, d. h. an den Spitzen müssen die Spulen bezw. Stäbe gekröpft sein (Fig. 891); die

Kollektorverbindungen verlaufen dann radial. Bei Stabankern verwendet man auch manchmal gerade Stäbe, die man durch spiralförmig gekrümmte Doppelstreifen aus Flachkupfer untereinander und mit dem Kollektor verbindet (Fig. 892).

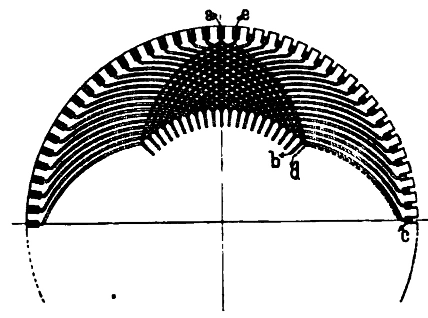


Fig. 892.

Die **Umlaufsgeschwindigkeit** der Dynamoanker beträgt bei Maschinen mit Riemenantrieb

bei	1	2	5	10	20	50	100	KW Leistung.
	1800	1500	1200	1000	900	600	400	Umdr. i. d. Min.
bis	2200	1800	1500	1200	1100	750	550	

Bei Maschinen für direkte Kuppelung ist u durch den Antriebsmotor gegeben und darum auch bei kleineren Leistungen niedrig, wenn der Antrieb durch Kolbendampfmaschinen, Gasmotoren oder Wasserräder erfolgt, während es auch für große Maschinen hohe Werte erreicht, wenn der Anker direkt mit einer Dampfturbine gekuppelt ist.

Ist D der mittlere Durchmesser der Wicklung, L die achsiale Länge der Felder in cm, so ist $D^2L = C \cdot \frac{EJ_a}{u}$, wobei im Mittel nach Arnold

für $EJ_a=$	1	2	5	10	20	50	100	200	500	1000 KW
$C=$	2,40	1,50	1,03	0,84	0,66	0,48	0,46	0,44	0,40	$0,35 \times 10^6$

gesetzt werden kann. Es wächst aber der Preis einer Maschine proportional $\sqrt{\frac{EJ_a}{u}}$ oder $D\sqrt{L}$, so daß es vorteilhaft ist, u möglichst groß zu wählen.

Kollektor und Bürsten.

Der Kollektor wird aus Elektrolytkupferstäben hergestellt, die auf das Profil $\frac{360^0}{K}$ gewalzt sind. Die mittlere Dicke der einzelnen Lamellen beträgt 3—10 mm. Zur Isolation derselben gegeneinander dient Glimmer von 0,6—1 mm Stärke. Die Lamellen werden durch eine besondere

Kollektorbüchse aus Gußeisen oder Messing zusammengehalten (Taf. VIII, Fig. 1). Der ganze Kollektor ist sorgfältig cylindrisch gedreht und seine Oberfläche poliert.

Die Anzahl der Kollektorteile K ist so zu wählen, daß der Spannungsunterschied zwischen zwei aufeinanderfolgenden $< 25\,V$ bleibt, wobei zu beachten ist, daß unabhängig von der Schaltung der Maschine der volle Spannungsunterschied bereits zwischen Punkten des Kollektors herrscht, die um $\frac{K}{2p}$ Kollektorteile auseinanderliegen. Also muß $\frac{2pP}{K} < 25\,V$ genommen werden.

Die Stromabnehmer oder Bürsten sind entweder aus Messing- oder Kupferdrahtgaze gewickelt, oder sie bestehen aus Kohleklötzen. Dieselben sind mittels der Bürstenhalter (Fig. 893a für Metall-, b für

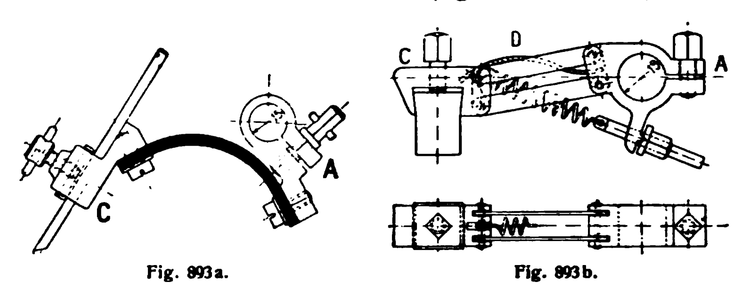


Fig. 893a. Fig. 893b.

Kohlebürsten) an den Bürstenstiften (Taf. VIII, Fig. 1) festgeklemmt und werden durch Federn mit mäßigem Druck an den Kollektor angedrückt (ca. 0,150 kg/qcm bei Metall-, 0,250 kg/qcm bei Kohlebürsten). Metallbürsten nimmt man nur so dick, daß sie nicht mehr als eine Kollektorlamelle überdecken, während man Kohleklötze meist 2—4 Lamellen übergreifen läßt. Die Berührungsfläche muß so gewählt werden, daß bei Metallbürsten 20—25, bei Kohlebürsten 4—6 A auf 1 qcm Berührungsfläche kommen. Die achsiale Länge der Metallbürsten beträgt in der Regel zwischen 3 und 6 cm, die der Kohleklötze 1,5—3 cm; darum sind für stärkere Ströme genügend viele Bürsten in Parallelschaltung zu verwenden. Außerdem werden die gleichnamigen Bürstenstifte, wenn deren mehrere vorhanden sind, parallel geschaltet. — Vielfach verbindet man gleichliegende Kollektorteile durch innerhalb oder außerhalb des Kollektors untergebrachte Leiterbügel (Äquipotentialverbinder), um zu verhüten, daß die bei Unsymmetrie der Felder entstehenden Ausgleichströme zwischen den parallel geschalteten Abteilungen an den Bürsten Funkenbildungen verursachen.

Welle und Lager.

Die Ankerwelle besteht aus Flußstahl; ihre Stärke beträgt 1,8 bis 2,5 $\sqrt[3]{\frac{EJ_a}{n}}$ cm. Sie ist entweder, wie Taf. VIII, Fig. 1 zeigt, an

den Zapfenenden abgesetzt, oder sie geht mit gleicher Stärke durch; im letzteren Falle kann der Anker in achsialer Richtung sich verschieben und zentriert sich beim Betrieb durch die magnetischen Kräfte von selbst.

Die Lagerbüchsen sind bei kleineren Maschinen meist einteilig und aus Bronze hergestellt, bei größeren mehrteilig und aus mit Weißmetall ausgegossenen Schalen aus Gußeisen zusammengesetzt; sie sind meist mit Ringschmierung versehen (Taf. VIII, Fig. 1). Auch Kugellager werden angewendet. Die Lagerlänge beträgt bei kleineren Maschinen das 4-, bei größeren das 2,5- bis 4fache der Zapfenstärke.

Das Magnetgestell.

Das Magnetgestell wird entweder aus Stahlguß (Dynamostahl) oder aus Gußeisen hergestellt. Wegen der geringeren Permeabilität darf in letzterem die Induktion $\mathfrak{B}$ (S. 989) nicht zu hoch genommen werden (6000—8000, bei besonders guten Sorten bis 10000), während man bei Dynamostahl damit auf 16000—18000 gehen kann.

Die Form des Gestells ist jetzt allgemein die von Lahmeyer zuerst angewandte des kreisförmigen oder polygonalen Jochringes mit nach innen gerichteten, radialen Polansätzen (Taf. VIII, Fig 1—2). Letztere bestehen entweder mit dem Jochring aus einem Stück, und nur die Polschuhe sind angeschraubt, oder sie bilden mit den Polschuhen ein Stück und sind mit dem Jochring durch Schrauben verbunden. Bei Nutenankern setzt man, um Wirbelströme in den Kanten der Polschuhe zu vermeiden, letztere oft aus Blechscheiben zusammen, oder man baut die ganzen Polansätze samt den Polschuhen aus Blechscheiben auf (bei Taf. VIII, Fig. 1 besteht der Jochring aus Stahlguß, die Polansätze aus Rundeisen, die Polschuhe aus Blechpaketen). Die Stoßflächen für die Polansätze bezw. Polschuhe müssen sorgfältig touchiert werden, damit der magnetische Widerstand derselben möglichst klein werde.

Die Spulen werden direkt auf die Polansätze gebracht. Die Spulenkästen werden entweder aus Metall (Zink- oder Weißblech) hergestellt und gut mittels Preßspan- oder Glimmerüberzugs isoliert oder besser ganz aus Isoliermaterial, gewöhnlich mit Lack zusammengeklebtem Preßspan, angefertigt. Die Berechnung der zur Magetisierung erforderlichen Ampèrewindungen erfolgt ähnlich wie in dem Beispiel S. 992. Die Wicklung selbst ergibt sich aus der Schaltungsart der Maschine, der Klemmenspannung und der Magnetisierungsstromstärke J_m, welche bei Nebenschlußmaschinen $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{200}$ der Nutzstromstärke J beträgt, je nach der Größe der Leistung. Dabei muß die Oberfläche der Spulen groß genug werden, um eine genügende Abkühlung zu erhalten (10—15 qcm für 1 W Stromwärmeverlust $J_m^2 w_m$).

Betrieb der Gleichstrommaschine.

Durch die Wirkung des Ankerstromes wird das magnetische Feld innerhalb des Polzwischenraumes an den Ablaufkanten verstärkt, an den Auflaufkanten geschwächt (Fig. 894); infolgedessen erscheint die Achse der Magnetisierung (NS) und die neutrale Zone (AB) um einen Winkel α in der Drehrichtung gedreht ($N'S'$ bezw. $A'B'$). Um funkenfreien Gang zu erhalten, müssen die Bürsten im Drehsinne noch

über die neutrale Zone hinausgestellt werden, damit in den beim Passieren der Bürsten kurz geschlossenen Spulen durch die induzierende Wirkung des Feldes die Stromumkehr vollzogen ist, ehe dieselben wieder in den Stromkreis eintreten. Die im Winkelraum 2β gelegenen Windungen des Ankers wirken auf denselben entmagnetisierend (Fig. 894); gleichzeitig nimmt infolge der Feldverzerrung der magnetische Widerstand zu. Durch beide Umstände wird Φ und damit E vermindert, oder, um denselben Wert von E zu erreichen, wie bei stromlosem Anker, muß die Magnetisierungsstromstärke J_m vergrößert werden (Ankerrückwirkung). Diese Ankerrückwirkung wird um so stärker, je geringer die Dichte des Feldes Φ im Luftzwischenraum ist. — Da mit wachsendem J_m sich Φ einem Grenzwert nähert, so steigt auch E als Funktion von J_m dargestellt anfangs rasch, dann langsamer und nähert sich einem Grenzwert. Mit wachsendem J_a dagegen nimmt E ab.

Beim Passieren der Bürsten werden die Spulen erst kurz geschlossen, und während dieser Zeit muß sich durch die Wirkung des Feldes, in das die Spulendrähte nachher eintreten, die Stromumkehr vollziehen. Die zur Überwindung der Selbstinduktion erforderliche

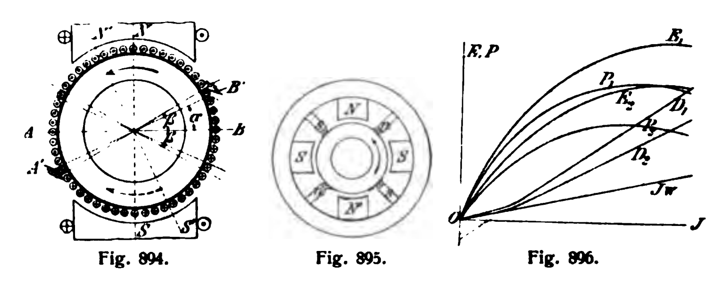


Fig. 894. Fig. 895. Fig. 896.

EMK muß um so höher sein, je größer die Stromstärke ist; um so mehr wird aber auch durch die Ankerrückwirkung das stromumkehrende Feld geschwächt, so daß es für jede Maschine eine obere Grenze für die Stromstärke gibt, von der ab eine funkenfreie Stromumkehr nicht mehr möglich ist. Diese Grenze kann auch unter ungünstigen Verhältnissen sehr wesentlich erhöht werden, wenn man in den neutralen Zonen besondere, vom äußeren oder vom Ankerstrom erregte schmale Polansätze anbringt, welche die Polarität des im Drehsinn folgenden Hauptpoles erhalten (Fig. 895). Man kann auch die kompensierenden Windungen in Nuten der Polschuhe einbetten und die Hilfspolansätze ganz weglassen.

Da bei der Hauptstrommaschine J, J_a und J_m identisch sind, so wird bei großer Ankerrückwirkung E mit wachsendem J schließlich wieder abnehmen; P dagegen nimmt unter allen Umständen erst zu, dann ab (Fig. 896). Die Kurven, durch welche die Beziehung zwischen den Spannungen und Stromstärken dargestellt wird, nennt man Charakteristiken der Maschine, und zwar ist P als Funktion von J die äußere, E als Funktion von J die innere Charakteristik. Dividiert man die Ankerleistung EJ durch die Winkelgeschwindigkeit $\frac{2\pi n}{60}$, so erhält man das

Drehmoment D; D als Funktion von J dargestellt verläuft für größere Werte von J sehr nahe geradlinig (Fig. 896). — Die Regulierung der Klemmenspannung P kann erfolgen 1. durch Vorschaltwiderstände; dadurch wird E nicht geändert, die äußere Charakteristik aber sinkt; 2. durch Steigerung der Ankerrückwirkung durch Vorwärtsdrehen der Bürsten, falls die Funkenbildung am Kollektor dies zuläßt; 3. durch Parallelschalten von Widerständen zur Magnetwicklung, d. h. durch Verminderung der Magnetisierungsstromstärke. Bei 2 und 3 sinkt die innere Charakteristik und D (Kurven E_2, P_2 und D_2 in Fig. 896).

Bei der Nebenschlußmaschine kann man durch in den Magnetstromkreis eingeschaltete Widerstände (Nebenschlußregulatoren) die Stromstärke J_m beliebig zwischen 0 und dem größten Wert $\frac{P}{w_m}$ regulieren und dadurch innerhalb gewisser Grenzen P auf vorgeschriebene Werte bringen. Die Charakteristiken (Fig. 897) werden am besten mit den Nutzstromstärken J als Abszissen entworfen. Innere und äußere Charakteristiken fallen mit wachsendem J. Infolge der Ankerrückwirkung erreicht J einen Grenzwert, worauf die Kurven umbiegen um schließlich bei Kurzschluß der Bürsten durch den Nullpunkt hindurchzugehen (Fig. 897, E_3 und P_3).

Bei der Doppelschluß- oder Kompoundmaschine addiert sich die magnetisierende Wirkung der vom äußeren oder vom Ankerstrom durchflossenen Kompoundwindungen zu derjenigen der Nebenschlußwindungen. Man kann es so erreichen, daß die Klemmenspannung bei wachsender Stromstärke konstant bleibt, oder daß sie sogar ansteigt. Auch bei den Kompoundmaschinen erhält der Nebenschlußkreis einen Regulierwiderstand. Nebenschlußmaschinen lassen sich, nachdem sie durch Regulieren auf gleiche Spannung gebracht sind, parallel schalten. Bei Kompoundmaschinen ist es zweckmäßig, die nicht durch die eine Sammelschiene verbundenen Enden der Kompoundwicklung durch eine Ausgleichleitung zu verbinden, damit nicht zwischen diesen ein Spannungsunterschied und dadurch in der einen Kompoundwicklung ein die Maschine ent- oder gar ummagnetisierender Rückstrom entstehen kann (Fig. 898).

Fig. 897.

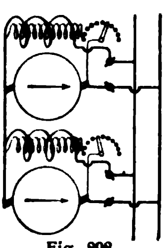


Fig. 898.

b) Der Gleichstrommotor.

Allgemeine Betriebsverhältnisse.

Leitet man bei erregten Feldmagneten einen Strom von außen in derselben Richtung durch den Anker einer Dynamomaschine, wie sie ihn beim Betrieb als Generator liefern würde, so entsteht ein ebensolches Drehmoment wie dasjenige, welches beim Betrieb als Generator durch äußere mechanische Kräfte überwunden werden muß; der Anker setzt sich demnach in der Richtung in Umdrehung, in welcher

dieses Drehmoment wirkt, d. h. umgekehrt zur Bewegungsrichtung des Generators (Fig. 894, punktierter Pfeil). Die Ankerrückwirkung hat also jetzt eine Verstärkung des Feldes an der Auflauf- und eine Schwächung an der Ablaufkante zur Folge; die Bürstenverstellung hat somit der Bewegungsrichtung entgegengesetzt zu erfolgen, und es ist auch jetzt wieder zur Vorbereitung der Stromumkehr notwendig, daß der Bürstenverstellungswinkel β größer als α werde.

Das Drehmoment des Ankers ist

$$D = \frac{E J_a}{2\pi \frac{u}{60}} = \frac{p}{a} \frac{S}{2\pi} 10^{-8} \Phi J_a = \frac{C}{2\pi} 10^{-8} \Phi J_a.$$

Die Umlaufgeschwindigkeit ist alsdann $u = \frac{60\,E}{C \cdot 10^{-8} \Phi}$. Man kann daher u bei gegebenem D ändern, indem man E, C oder Φ ändert.

E ist beim Motor gleich P, vermindert um den Spannungsverlust in der Maschine; es läßt sich also vermindern, indem man den Widerstand durch Zusatzwiderstände erhöht; damit aber wachsen die Verluste, und der Wirkungsgrad nimmt ab. Oder man kann P ändern, was bei Anlagen mit Akkumulatorenbatterie am bequemsten durch Änderung der Anzahl der eingeschalteten Elemente geschieht. Bei einer

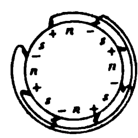


Fig. 899a.

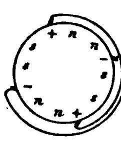


Fig. 899b.

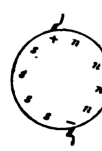


Fig. 899c.

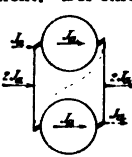


Fig. 900.

größeren Anzahl von Motoren kann man zu diesem Zwecke vorteilhaft 3 Leitungen derart verlegen, daß z. B. zwischen 1 und 2 $P = 75\,V$, zwischen 2 und 3 $P = 150\,V$, also zwischen 1 und 3 $P = 225\,V$ liegen. — Φ ändert man entweder durch Änderung der magnetomotorischen Kraft der Magnetwicklung, oder durch Änderung des magnetischen Widerstandes, indem man die Polansätze radial verschiebbar macht und ihren Abstand vom Ankereisen ändert. Bei mehrpoligen Maschinen bedeutet Φ den Kraftlinienfluß für ein Polpaar; bei einer einfachen Ringwicklung mit Parallelschaltung kann man so entsprechend Fig. 899 die Polarität der Polpaare vertauschen unter gleichzeitiger Verminderung der aufliegenden Bürstenpaare (in Fig. 899a ist $p = 4$, Feld Φ, Umlaufzahl u; b gibt $p = 2$, Feld $2\,\Phi$, Umlaufzahl $\frac{u}{2}$; c endlich $p = 1$, Feld $4\,\Phi$, Umlaufzahl $\frac{u}{4}$).

Eine ähnliche Polumschaltung bewirkt bei einer 6 poligen Trommelwicklung mit Reihenschaltung ($a = 1$) eine Abnahme von $p = 3$ auf $p = 1$ unter gleichzeitiger Zunahme von Φ auf $3\,\Phi$, während die von den vertauschten Polpaaren induzierten Drähte nun entgegengesetzt geschaltet sind, so daß die wirksame Windungszahl auf $\frac{1}{3}$ reduziert wird; dadurch aber wächst bei konstantem P die Umlaufzahl u auf das dreifache. Diese Umschaltung wirkt also wie eine Änderung von S. Letzteres läßt sich auch verdoppeln, indem man den Anker mit zwei gleichen

Wicklungen mit je S Drähten und mit zwei Kollektoren versieht (Fig. 900); die ausgezogene Schaltung entspricht alsdann der Umlaufzahl u und der Leistung $2\,EJ_a$, während die punktierte $\frac{u}{2}$ und EJ_a liefert; D ist dasselbe geblieben. Noch mehr Abstufungen erzielt man, wenn man $S_2 = 3\,S_1$ macht; dann gibt bei konstant gehaltenem P die Wicklung S_1 allein die größte Umlaufzahl u, $S_2 - S_1$ (Gegenschaltung) gibt $\frac{u}{2}$, S_2 allein gibt $\frac{u}{3}$, $S_1 + S_2$ (Reihenschaltung) endlich $\frac{u}{4}$. Dagegen kann $\frac{p}{a}$ nicht geändert werden, weil dazu die Drahtgruppierungen geändert werden müßten.

Schaltungsarten.

Beim Hauptstrommotor ist $J_m = J_a = J$ und, wenn man seinen Widerstand $w_a + w_b + w_m = w$ setzt, $E = P - Jw$. Ferner ist $D = \frac{C}{2\pi} 10^{-8}\,\Phi\,J$, wobei für größere Werte nach Fig. 896 angenähert $D = AJ - B$ ist; es bleibt also, unabhängig von der Umdrehungszahl J, konstant, wenn D konstant bleibt. Endlich ist $u = 60\,\frac{P - Jw}{C \cdot 10^{-8}\,\Phi}$; da mit wachsendem D auch J und Φ zunimmt, nimmt u dabei rasch ab. Im übrigen erfolgt die Regulierung der Umlaufzahl meist durch Änderung von w mittels eines Hauptstromregulators R (Fig. 901, der gleichzeitig als Anlaßwiderstand dient; in der Ausschaltestellung OA ist die Magnetwicklung kurz geschlossen, um Beschädigungen durch Extraströme beim raschen Unterbrechen des Stromes zu verhüten. Fig. 902 stellt schematisch eine Umsteuerschaltung derselben Art dar. Auf dem Ruhekontakt A ist ebenfalls die Magnetwicklung kurz geschlossen. Die Verbindung der Kontaktknöpfe mit den äußeren Segmenten, an welche die Bürsten angeschlossen sind, erfolgt durch einen von der Kurbel isolierten Federkontakt. Eine zweite, an der Kurbel befestigte Schleiffeder, welche die inneren Segmente berührt, vermittelt die Verbindung mit der Magnetwicklung. Beim Drehen der Kurbel nach rechts fließt der Strom im Anker wie der ausgezogene, beim Drehen nach links wie der punktierte Pfeil. — Beim Anlauf ist $E = 0$; demzufolge, wenn D_0 das Anlaufmoment ist, $J_0 = \frac{P}{w + R} = \frac{D_0 + B}{A}$, woraus R zu bestimmen ist. — Der Hauptstrommotor findet namentlich da Verwendung, wo ein mehr oder weniger konstantes Drehmoment zu überwinden ist, das niemals nahe auf Null sinken kann, z. B. zum Betrieb von Straßenbahnen, Kranen und Aufzügen; denn bei plötzlicher Entlastung geht derselbe durch.

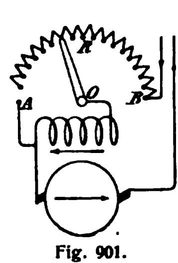


Fig. 901.

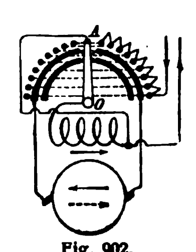


Fig. 902.

Beim **Nebenschlußmotor** ist $E = P - J_a w_a$ und Φ nahezu konstant, und zwar um so mehr, je geringer die Ankerrückwirkung ist. Daher ist J_a sehr nahe dem Drehungsmoment proportional, während $u = 60 \frac{P - J_a w_a}{C \cdot 10^{-8} \Phi}$ mit wachsendem J_a nur sehr wenig abnimmt, da sich die Abnahme des Zählers teilweise durch die gleichzeitige Abnahme des Faktors Φ im Nenner ausgleicht. Der Nebenschlußmotor besitzt somit, wenn P konstant gehalten wird, bei veränderlicher Beanspruchung fast konstante Umlaufszahl, die auch im unbelasteten Zustand nur wenig anwächst, eignet sich daher vor allen Dingen zum Antrieb von Werkzeugmaschinen, überhaupt als Motor für Fabriken. Die Umlaufzahl reguliert man zwischen den Grenzen 1 und 1,5—2 am einfachsten durch Änderung von Φ vermittels eines Nebenschlußregulators. Einen mit einem solchen Regulator verbundenen Anlasser für Nebenschlußmotoren stellt Fig. 903 dar. In der Ausschaltestellung OA der Schaltkurbel ist die Magnetwicklung kurz geschlossen; dieselbe wird zunächst mit dem Widerstand r, dann voll eingeschaltet. Bei der Stellung OB

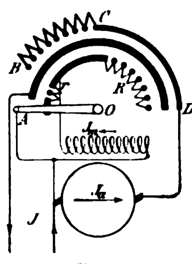


Fig. 903.

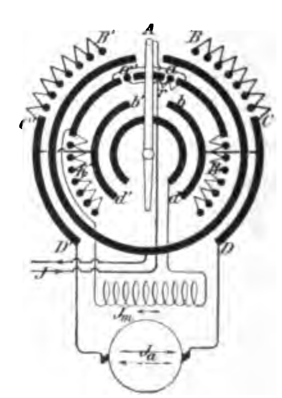


Fig. 904.

erhält auch der Anker Strom, wobei der Widerstand BC vorgeschaltet ist, der mit steigender Umlaufzahl allmählich abgeschaltet wird. In der Stellung OC hat der Ankerstrom seine volle Stärke erreicht. Zwischen OC und OD wird J_m durch Einschalten der Widerstände R geschwächt, und dadurch die Umlaufzahl erhöht; wo das nicht erforderlich ist, kann der Teil CD wegbleiben. — Einen Wendeanlasser mit Geschwindigkeitsregulierung stellt Fig. 904 dar. Die beiden ungeteilten Ringe sind mit den Leitungen verbunden, und zwar der innerste mit der +-, der äußere mit der —Leitung. Je nachdem man die Kurbel rechts oder links dreht, fließt der Strom im Anker wie der ausgezogene oder wie der punktierte Pfeil, während der Strom in der Magnetwicklung seine Richtung behält. Die Schaltkurbel überbrückt nämlich durch einen von ihr isolierten dreifachen Kontakt die drei äußeren Ringe, durch einen doppelten desgleichen die beiden inneren. In der Ausschaltstellung A ist somit die Magnetwicklung über r und $a\,a'$ einerseits und über A und den innersten Ring anderseits kurz geschlossen.

Die Ringsegmente CD und bd, sowie $C'D'$ und $b'd'$ sind leitend mit einander verbunden, ebenso A mit dem innersten Ringe. Die Magnetwicklung liegt einerseits am innersten Ringe und somit dauernd an +, anderseits am Segment $a'R'$, während die Bürsten an den Segmenten CD und $C'D'$ liegen. Die Widerstände R und R' dienen wieder zum Regulieren der Geschwindigkeit und sind deshalb so zu bemessen, daß sie den Strom J_m dauernd vertragen.

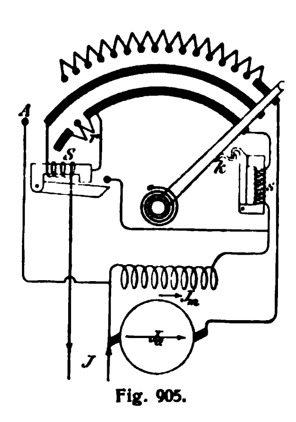


Fig. 905.

Der Motor kann stehen bleiben einmal wegen Überlastung, sodann wegen einer zufällig eintretenden Unterbrechung des Magnetisierungsstroms. Um das Verbrennen des Ankers in diesen Fällen zu verhüten, kann man nach Fig. 905 den Anlasser noch mit Maximalstromausschalter für den Gesamtstrom und Nullstromausschalter s für J_m ausstatten. Der Anker des letzteren hält die Schaltkurbel mittels der Sperrklinke k fest, solange der Anker angezogen wird; andernfalls wird k losgelassen und die Kurbel durch die Wirkung einer Spiralfeder in die Ausschaltstellung A zurückgedreht. s aber wird stromlos sowohl durch Unterbrechung der Leitung für J_m, als auch durch Kurzschluß seiner Windungen, welchen der Schalter S bewirkt, wenn der Gesamtstrom zu stark wird.

C. Wechselstromdynamomaschinen und Transformatoren.

a) Wechselstromerzeuger und Synchronmotor.

Konstruktion der Wechselstrommaschine.

Da bei der Wechselstrommaschine der Kollektor wegfällt, wird meist der Anker feststehend, das Magnetsystem rotierend angeordnet; das letztere ist sternförmig und wird von dem ringförmigen Anker umschlossen (Innenpoltype, vergl. Taf. VIII, Fig. 3 und 4); der Magnetstern ist bei größeren Maschinen meist direkt mit der Motorwelle gekuppelt. Die Ankerwicklung liegt in Nuten des wie bei der Gleichstrommaschine aus isolierten Blechen aufgebauten Ankerringes; dieser ist seinerseits in ein ringförmiges Gehäuse aus Gußeisen eingebaut. Den auf die einzelnen Polansätze aufgesteckten Spulen der Magnetwicklung wird der Strom durch zwei Schleifringe zugeführt (Taf. VIII, Fig. 3, links). Der Magnetisierungsstrom wird entweder durch eine Gleichstrommaschine geliefert, deren Anker mit dem Magnetring auf derselben Welle sitzt, oder diese Erregermaschine wird von einem besonderen Motor angetrieben und liefert dann, meist in Verbindung mit einer Akkumulatorenbatterie, für mehrere Wechselstrommaschinen den Erregerstrom. Diese Erregermaschinen sind stets Nebenschlußmaschinen; die Regulierung des Erregerstroms erfolgt teils durch den Nebenschlußregulator,

teils durch in den Magnetstromkreis der Wechselstrommaschine eingeschaltete Hauptstromregulatoren. Die für die Erregung erforderliche Leistung beträgt bei größeren Maschinen 1 bis 2 % der Nutzleistung.

Die Wechselstrommaschinen liefern entweder ein- oder mehrphasigen Strom; die Wicklung zerfällt dann in so viel Gruppen, als Phasen vorhanden sind. Die induzierten Elemente der einzelnen Gruppen sind in der Regel in Reihe geschaltet ($a = 1$). Bedeutet wiederum Φ die Anzahl der Kraftlinien für jedes der p Polpaare, S die Gesamtzahl der induzierten Drähte für jede Phase, so ist bei $a = 1$ die EMK für jede Phase $E = 2kp \cdot 10^{-8}\,\Phi\,S\,\frac{u}{60}$. $n = p\,\frac{u}{60}$ ist die Periodenzahl. Der Faktor k hängt von der Kurvenform der erzeugten Wechselstrom-

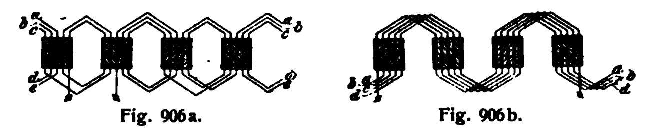


Fig. 906a. Fig. 906b.

spannung ab und heißt deshalb der Formfaktor. Derselbe ist für Sinusstrom $= 1{,}11$; allgemein ist er gleich dem Verhältnis des Effektivwertes E zum Mittelwert $\bar{e}$ und wird für spitzere Kurven größer, für flachere, sich mehr dem Rechteck nähernde kleiner (unterer Grenzwert 1).

Die Verbindung der einzelnen Drähte kann entweder der Schleifen- oder der Wellenwicklung bei der Gleichstrommaschine entsprechen (Fig. 906a und 906b). Die zweite Form empfiehlt sich namentlich, wenn die Wicklung aus einzelnen Stäben besteht, also bei geringerer Spannung und höherer Stromstärke, während die erste bei höherer Spannung

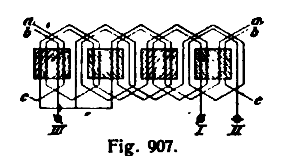


Fig. 907.

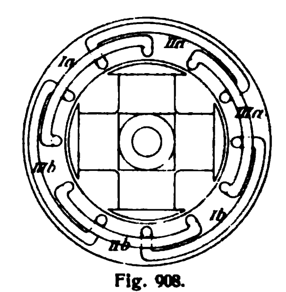


Fig. 908.

bevorzugt wird, besonders da man bei Anwendung offener Nuten die Spulen auf Schablonen wickeln und nachher in den Anker einsetzen kann. Fig. 907 gibt das Wicklungsschema einer vierpoligen Dreiphasenmaschine in Sternschaltung; die Ausführung dieser Wicklung ist aus Fig. 908 zu ersehen.

Wirkungsweise der Wechselstrommaschine.

Mit der Periodenzahl $n = p \cdot \frac{u}{60}$ und der Umdrehungszahl u des Antriebmotors ist die Zahl der Polpaare bestimmt (z. B. zu $n = 50$

und $u = 1500$ gehört $p = 2$). Die Erregerwicklung wird in der Regel für eine Spannung der Erregermaschine von 110 bis 120 V berechnet; die Ermittlung der magnetomotorischen Kraft erfolgt genau wie bei der Gleichstrommaschine. Auch bei der Wechselstrommaschine wirkt der Ankerstrom auf die Magnetisierung, und zwar schwächend, wenn die Stromstärke J, wie in der Regel, hinter der EMK in der Phase um einen Winkel φ_i zurück, verstärkend, wenn sie voraus ist; die Größe dieser Ankerrückwirkung ist proportional $J \sin \varphi_i$. Außerdem hat man von der EMK E_0, welche die Maschine bei dem betreffenden Erregerstrom J_m bei stromlosem Anker (Leerlauf) geben würde, noch den geringen Ohmschen Spannungsverlust $J w_a$ abzuziehen, welcher mit J gleiche Phase besitzt, sowie die EMK der Selbstinduktion des Ankers $E_s = 2 \pi n L J$, welche in der Phase um 90° gegen J zurück ist (S. 1005); E_s beträgt zwischen 20 und 40% von P, $J w_a$ dagegen nur 1 bis 2%. Der Spannungsabfall der Wechselstrommaschine ist darum größer als bei der Gleichstrommaschine und wächst besonders, wenn der Strom gegen die Klemmenspannung in der Phase stark zurück ist, wie sich aus dem Diagramm Fig. 909 ergibt. Hierin ist zunächst von der Leer-

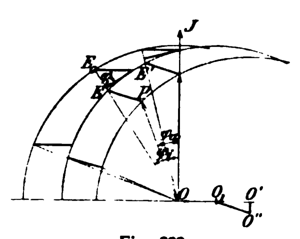


Fig. 909.

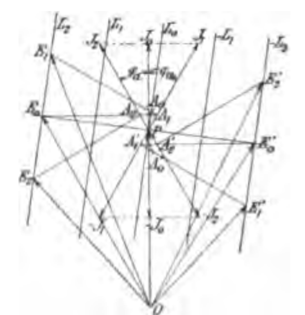


Fig. 910.

laufspannung E_0 der Betrag $E_0 E' \sin \varphi_i$ abgezogen worden, indem der für $\varphi_i = 90°$ geltende Maximalwert $E_0 E'$ der Ankerrückwirkung an das Ende von E_0 rechtwinklig zu J angesetzt und dann rechtwinklig auf E_0 projiziert worden ist. Die so erhaltenen Punkte E liegen sehr nahe auf einem mit dem Radius E_0 um O_1 beschriebenen Kreis, wobei $O O_1 = E_0 E'$ ist. Von E geht man um E_s ($\perp J$) nach rechts und um $J w_a$ ($\parallel J$) nach abwärts (S. 1005); dann ist $\overline{OP}$ die Klemmenspannung und φ_a ihre Phasenverschiebung gegen J. Die Punkte P liegen ebenfalls auf einem mit E_0 um O'' beschrieben Kreis, wobei $O_1 O' = E_s$, $O' O'' = J w_a$ und $\overline{O_1 O''} \# \overline{EP}$ ist.

Gibt eine Wechselstrommaschine bei konstanter Spannung P eine bestimmte elektrische Leistung $\mathfrak{L} = P J \cos \varphi$ ab, so ist die Stromstärke am kleinsten ($= J_0$), und die EMK ist durch den Vektor $\overline{O E_0}$ (Fig. 910) dargestellt, der aus $\overline{OP} + \overline{P A_0}$ ($= J_0 w_a$) und $A_0 E_0$ ($= E_s$ und $\perp J_0$) sich zusammensetzt, wenn der Strom mit P in gleicher Phase ist. Wird der Strom gegen P in der Phase um $-\varphi_a$ nach rückwärts verschoben, so wird $\mathfrak{L} = P J_1 \cos \varphi_a$, und die EMK $O E_1$ setzt sich aus

der Summe der Vektoren $\overline{OP}$, $\overline{PA_1}$ ($=J_1 w_a$) und $\overline{A_1 E_1}$ ($=E_{s.1}$ und $\perp J_1$) zusammen und ist größer als E_0. Ist dagegen der Strom J_2 um φ_a in der Phase voraus, so ist wieder $\mathfrak{L} = PJ_2 \cos\varphi_a$, und die EMK OE_2 besteht aus $\overline{OP}$, $\overline{PA_2}$ ($=J_2 w_a$) und $\overline{A_2 E_2}$ ($=E_{s.2}$ und $\perp J_2$) und ist kleiner als E_0. Die Endpunkte der Vektoren $\overline{OE}$ liegen für bestimmte Leistungen $\mathfrak{L}_1$, $\mathfrak{L}_2$ . . . auf geraden Linien, welche zu der Geraden $E_0 P E_0'$ rechtwinklig sind; die Strecken $\overline{PE_0}$ sind den Leistungen $\mathfrak{L}$ proportional. Der durch den Punkt P gehenden Geraden entspricht die Leistung 0 der Maschine.

Parallelschalten von Wechselstrommaschinen.

Sollen zwei Wechselstrommaschinen parallel geschaltet werden, so müssen sie nicht allein gleiche Klemmenspannung und Periode haben, sondern die beiden Spannungen müssen auch in gleicher Phase sein. Drehstrommaschinen müssen außerdem so verbunden werden, daß die

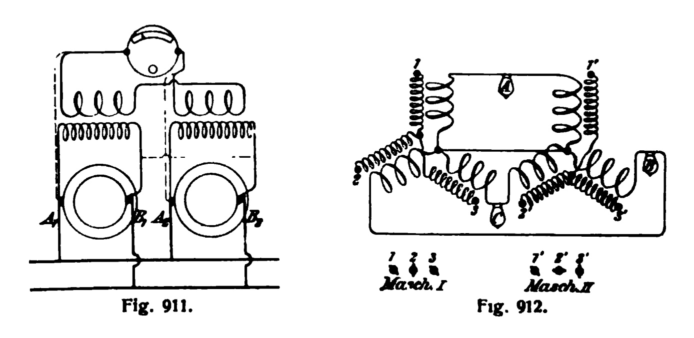


Fig. 911. Fig. 912.

Phasen in derselben Reihenfolge angeordnet sind. Nach Einregulieren der Klemmenspannung prüft man die Übereinstimmung in Periode und Phase mittels des Phasenzeigers. Derselbe besteht aus einer Glühlampe oder einem Spannungszeiger, welche, entsprechend Fig. 911, bei Hochspannung unter Zwischenschaltung von reduzierenden Transformatoren (ausgezogene Schaltung), bei Niederspannung direkt (punktierte Schaltung) so mit den Maschinen verbunden werden, daß in jedem Augenblick die Differenz der Spannungen $\overline{A_1 B_1}$ und $\overline{A_2 B_2}$ wirksam ist. Sind alsdann beide Spannungen gleich groß und in gleicher Phase, so heben sie sich auf, und die Glühlampe oder der Spannungszeiger werden stromlos; in diesem Augenblick können die Pole der Maschine 2 mit den entsprechenden von 1 verbunden werden. Bei nicht genauem Synchronismus folgen Aufhebung und Verstärkung in einem Tempo aufeinander, welches der Differenz der Periodenzahlen entspricht; man sorgt durch Regulieren des Antriebmotors von Maschine 2 dafür, daß vor dem Parallelschalten dieses Tempo ein möglichst langsames wird. — Für Drehstrommaschinen wendet Michalke die in Fig. 912 skizzierte Schaltung an. Nach dem Schaltungs-

diagramm Fig. 913a ist dann im Moment a Lampe A dunkel, B und C sind gleich hell. Bleiben dann die Spannungen 1', 2', 3' gegen 1, 2, 3 zurück, so ist in Stellung b Lampe A und B mäßig hell, C sehr hell, in c A hell, B dunkel, C hell u. s. f. Ordnet man daher die Lampen nach Fig. 913b im gleichseitigen Dreieck an, so erfolgt das Aufleuchten rechts herum, wenn die zuzuschaltende Maschine 2 zu langsam, links herum, wenn sie zu rasch läuft. Das Parallelschalten hat zu erfolgen, wenn Lampe A dunkel ist.

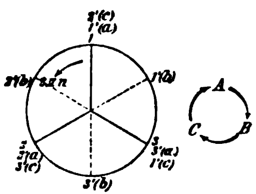


Fig. 913a. Fig. 913b.

Sind die beiden Maschinen einmal parallel geschaltet, so gleichen sich bei genügend hoher Selbstinduktion der beiden Anker kleine Unterschiede in den Umlaufzahlen von selbst aus, indem die Maschine, deren EMK voreilt, in die andere einen Ausgleichstrom als Generator liefert, der diese als Motor antreibt, wodurch die Bewegung der voreilenden Maschine gehemmt, die der anderen beschleunigt wird; hierauf kehrt sich die Erscheinung um, und Maschine 2 wirkt als Generator, 1 als Motor. Nur wenn zufällig zwischen der Periode der Arbeitszufuhr durch den Antriebmotor und derjenigen des elektrischen Energieausgleichs zwischen den beiden parallel geschalteten Maschinen nahezu Übereinstimmung besteht, können durch Interferenz, den Schwebungen zweier nahezu gleicher Töne entsprechend, längere Perioden starker Verzögerung der einen und Beschleunigungen der anderen Maschine vorkommen, durch welche schließlich das Zusammenarbeiten derselben gestört wird (Pendeln der Maschinen). Abhilfe kann man dann schaffen entweder durch Änderung der Schwungmassen oder durch Änderung der Selbstinduktion (Einschalten von Drosselspulen), oder durch Dämpfung der Schwingungen des magnetischen Feldes, indem man durch sie in auf den Polschuhen angebrachten Kupfermassen Wirbelströme erzeugt (Hutin und Le Blanc).

Der Synchronmotor.

Den Geraden $-\mathfrak{L}_1$, $-\mathfrak{L}_2 \ldots$ jenseits P (Fig. 910) entsprechen bei gleichem P negative Werte von J, d. h. diese elektrischen Leistungen werden von der Maschine nicht geliefert, sondern verbraucht und in mechanische umgewandelt: dieselbe läuft als (Synchron-) Motor. Auch hier ist die Stromstärke am kleinsten, wenn $\varphi_a = 0$ ist; die EMK OE_0'' besteht dann aus den Vektoren OP, PA_0' $(= -J_0 w_a)$ und $\overline{A_0 E_0''}$ $(= E_s$ und $\perp J_0)$. Liefert jetzt die Stromquelle Strom J_1, der in der Phase gegen P um $-\varphi_a$ zurück ist, so wird $-J_1 w_a = PA_1'$ und $A_1' E_1'' = E_{s,1}$, und die elektromotorische Gegenkraft des Motors wird $\overline{OE_1''} < OE_0''$. Liefert dagegen die Stromquelle Strom J_2, der der Spannung um φ_a vorauseilt, so wird $-J_2 w_a = PA_2'$ und $\overline{A_2' E_2''} = E_{s,2}$, und die EMK des Motors wird $OE_2'' > \overline{OE_0''}$. Die Steigerung des Erregerstroms eines Synchronmotors, durch welche die EMK erhöht

wir, hat also zur Folge, daß der Betriebstrom im äußeren Stromkreis gegen die Spannung daselbst in der Phase vorauseilt.

Ein Synchronmotor muß erst leer auf synchronen Gang gebracht werden, da seine EMK mit P in der Periode genau übereinstimmen muß, wenn er nicht stehen bleiben soll. Er kann daher nur entweder mit anderen Motoren (Dampf-, Wasser- oder asynchronen Elektromotoren) zusammen auf eine Transmission arbeiten, durch die er dann erst in synchronen Gang gebracht werden muß; oder er kann zum Antrieb von Gleichstrommaschinen, welche mit Akkumulatoren parallel arbeiten, gebraucht werden, wobei zum Anlauf die Gleichstrommaschine als Motor läuft und von der Batterie Strom empfängt; oder endlich der Motor kann so eingerichtet werden, daß er unbelastet als Asynchronmotor anlaufen kann. Beim Anlegen an das Netz muß die von ihm gelieferte Spannung derjenigen des Netzes gleich und von gleicher Periode und Phase sein; ob letztere beiden Bedingungen erfüllt sind, wird, wie bei parallel zu schaltenden Generatoren, mittels des Phasenzeigers geprüft (S. 1032).

b) Der Transformator.

Aufbau des Transformators.

Der Transformator dient zur Umformung von Wechselströmen hoher Spannung und niedriger Stromstärke in solche von niedriger Spannung und hoher Stromstärke und umgekehrt bei nngeänderter Frequenz. Derselbe besteht aus einer Primärwicklung, durch welche der umzuformende Strom geschickt wird, und einer Sekundär-

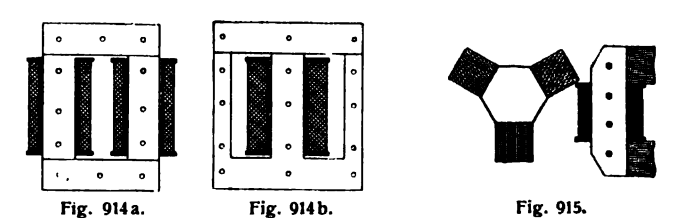


Fig. 914a. Fig. 914b. Fig. 915.

wicklung, in welcher der umgeformte Strom erzeugt wird. Beide zusammen umschließen einen Kern aus gegeneinander isolierten, dünnen Eisenblechen, dessen magnetischer Kreis durch ebenfalls geblätterte Jochstücke möglichst vollkommen geschlossen ist. — Die Haupttypen der Transformatorenkerne siud die sog. Kerntype (Fig. 914a) und die Manteltype (Fig. 914b). Für Drehstrom ist immer $\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = 0$, d. h. der den einen der drei Kerne durchsetzende Kraftlinienfluß schließt sich immer durch die beiden anderen. Darum können hier drei Kerne, für jede Phase einer, mit zwei gemeinsamen Jochstücken angewendet werden. Die Kerne werden am richtigsten wie in Fig. 915 im gleichseitigen Dreieck angeordnet; sie werden aber oft auch, namentlich bei kleineren Typen,

in einer Ebene (Fig. 916) aufgestellt. — Der Querschnitt der Kerne ist quadratisch; bei größeren Querschnitten wendet man der besseren Raumausnutzung wegen oft die in Fig. 917 dargestellte Form an. Die

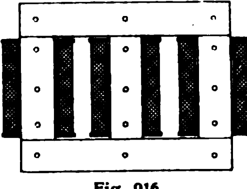


Fig. 916.



Fig. 917.

Blechscheiben sind zwischen zwei dicke Messingplatten geschichtet und werden durch Nieten oder Bolzenschrauben zusammengepreßt.

Die Spulenkörper bestehen aus mit isolierendem Firnis getränktem Preßspan, bei hohen Spannungen aus Mikanit. Man wickelt entweder Hoch- und Niederspannungswicklung auf eine Spule übereinander, oder verwendet dafür zwei getrennte Spulen, oder wickelt scheibenförmige Spulen, die man unter Zwischenlage isolierender Ringe übereinander schichtet und abwechselnd der primären und sekundären Wicklung zuteilt. Bei der Hochspannungswicklung werden die einzelnen Scheiben hintereinander, bei der Niederspannungswicklung parallel geschaltet (siehe Fig. 918a bis 918c).

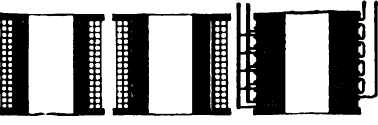


Fig. 918a. Fig. 918b. Fig. 918c.

Wirkungsweise des Transformators.

Die Leistung eines Transformators wächst ungefähr proportional seinem Volumen. In demselben Verhältnis wachsen auch ungefähr die Verluste, welche, wie bei der Dynamo, aus den Stromwärmeverlusten in den Wicklungen und aus den Hysteresis- und Wirbelstromverlusten im Eisenkern bestehen. Um zu hohe Erwärmungen zu verhüten, muß die Wärme abgebende Oberfläche genügend groß sein, was namentlich bei großen Transformatoren schwer zu erreichen ist. Deshalb wendet man hier oft Flüssigkeitskühlung an, indem man sie in ein Gefäß mit gut isolierendem Mineralöl setzt (Öltransformatoren). Bei Luftkühlung muß man 20—25 qcm luftberührter Oberfläche für 1 Watt Verlust rechnen, wenn die Temperaturerhöhung nicht mehr wie 50—60° betragen soll.

Der Wirkungsgrad η, d. h. der Quotient sekundäre durch primäre Leistung oder sekundäre Leistung durch sekundäre Leistung + Verluste, beträgt bei guten Transformatoren 90—98% für Leistungen zwischen 0,5 und 500 KW. Die Eisenverluste sind meist ungefähr gleich den Kupferverlusten. Da die ersteren auch bei unbelastetem Transformator vorhanden sind, macht man vielfach bei Transformatoren,

die ununterbrochen angeschlossen sind und den größten Teil der Zeit leer oder schwach belastet laufen, die Eisenverluste kleiner als die Kupferverluste. Andererseits wächst mit den Kupferverlusten auch der Spannungsverlust in den Wicklungen beim belasteten Transformator.

Das Feld Φ eines Transformators, von dem angenommen werden soll, daß es sich sinusartig ändere, entsteht durch die magnetomotorische Kraft der primären und sekundären Windungen zusammen. Dabei ist die sekundäre *EMK* E_2 in der Phase um 90^0 gegen das resultierende Feld zurück, während die primäre als Ursache um ebensoviel voraus sein muß (S. 1005). Hieraus ergibt sich für induktionsfreie sekundäre Belastung (z. B. durch Glühlampen), d. h. wenn J_2 mit E_2 in gleicher Phase ist, $P_2 = E_2 - J_2 w_2$, und die primäre Ampèrewindungszahl OF_1 ist die Seite eines Parallelogramms, dessen andere Seite OF_2, dessen Diagonale OF ist (Fig. 919); letzteres ist wegen des geringen magnetischen Widerstandes sehr klein, so daß seine Komponenten fast um 180^0 gegeneinander geneigt sind. OF_1 gibt zugleich die Richtung des primären Stromes J_1 und des primären Spannungsverlustes $J_1 w_1$, welcher sich mit E_1 zur primären Klemmenspannung P_1 zusammensetzt. Selbst wenn P_2 und J_2 in gleicher Phase sind, ist J_1 gegen P_1 etwas zurück. Diese primäre Phasenverschiebung wird größer, wenn auch im sekundären Kreis der Strom J_2' in der Phase gegen die Spannung zurück ist (F_1' und P_1' in Fig. 919). Am größten, und zwar fast 90^0, wird die primäre Phasenverschiebung, wenn der sekundäre Strom $J_2 = 0$ ist. Die primäre Wicklung verhält sich dann wie ein Wechselstromwiderstand, bei welchem das Glied $(2\pi n L_1)^2$ das Glied w_1^2 bedeutend überwiegt (Drosselspule).

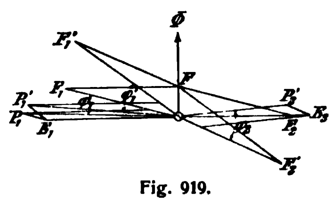


Fig. 919.

Bedeutet Φ den Effektivwert des magnetischen Feldes, N_1 und N_2 die primäre und sekundäre Windungszahl, so ist $E_1 = 2\pi n \cdot 10^{-8}\,\Phi \cdot N_1$, und $E_2 = 2\pi n \cdot 10^{-8}\,\Phi \cdot N_2$, d. h. es ist $E_1 : E_2 = N_1 : N_2$. Dagegen ist wegen des Spannungsverlustes in der Wicklung stets $P_1 : P_2 > N_1 : N_2$. Besonders groß wird dieses Verhältnis, wenn von den Kraftlinien des gesamten Feldes Φ nur ein Teil Φ_1 die primären, ein anderer Teil Φ_2 die sekundären Windungen umschließt, d. h. wenn am Transformator Streufelder auftreten.

c) Die asynchronen Wechselstrommotoren (Induktionsmotoren).

Einrichtung des Drehfeldmotors.

Der Drehfeldmotor besteht aus einem feststehenden Ring aus geblättertem Eisen, dem Ständer, und einem ebensolchen, auf einer Welle sitzenden, dazu konzentrischen Eisenkörper, dem Läufer. Auf dem Ständer ist eine zwei- oder dreiphasige Wechselstromwicklung derart aufgebracht, daß durch dieselbe ein das Läufereisen durchsetzendes magnetisches Drehfeld entsteht (S. 1007). Motoren mit dreiphasigem Drehfeld heißen insbesondere Drehstrommotoren.

Fig. 920 stellt schematisch eine solche Drehstromwicklung dar, und zwar nach dem Prinzip des Grammeringes gewickelt, wobei die Drähte an der Innenseite in Nuten oder Löchern des Ständereisens liegen. $J_1 J_1'$, $J_2 J_2'$ und $J_3 J_3'$ sind die drei Stromkreise, $A_1 A_1'$, $A_2 A_2'$ und $A_3 A_3'$ die Achsen der von ihnen einzeln erzeugten magnetischen Felder. Bei der meist angewandten Sternschaltung werden die drei Enden J_1', J_2' und J_3' miteinander verbunden, während bei Dreieckschaltung J_1' mit J_2, J_2' mit J_3 und J_3' mit J_1 zu verbinden sein würde, und die Stromzuführungen an diese drei Verbindungsstellen anzuschließen wären.

Das in Fig. 920 dargestellte Drehfeld ist ein zweipoliges und macht in der Sekunde soviel Umdrehungen, als die Periodenzahl n beträgt (z. B. $n = 50$ entspricht 3000 Umläufen in der Minute). Größere Drehstrommotoren werden mit mehrpoligem Drehfeld ausgeführt und erhalten immer Trommelwicklungen. Eine 4 polige Drehstromwicklung mit Trommelanordnung stellt Fig. 921 dar. Die beiden anderen Phasen sind genau so gewickelt wie die erste, in der Figur aus-

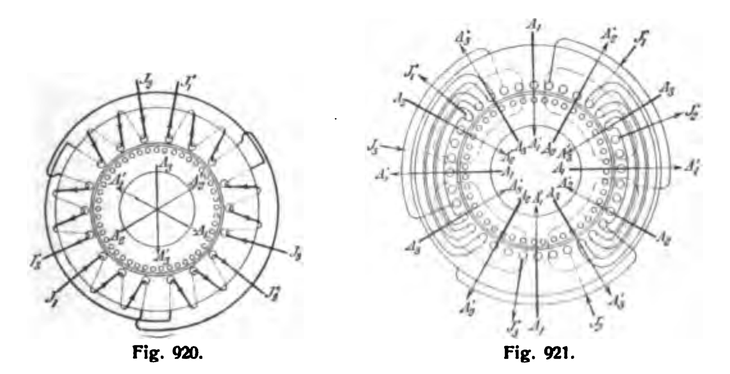


Fig. 920. Fig. 921.

gezeichnete; dabei ist darauf zu achten, daß die den einzelnen Phasen angehörenden Drahtgruppen den zwischen ihnen bestehenden, größten Spannungsunterschieden entsprechend voneinander isoliert sind, besonders bei Anwendung von Hochspannung. Jede Phase entwickelt ein zweiachsiges, d. h. 4 poliges Feld. Die einzelnen Acksenpaare sind mit $A_1 A_1'$, $A_2 A_2'$ und $A_3 A_3'$ bezeichnet. Bei Sternschaltung sind wieder die Spulenenden J_1', J_2' und J_3' miteinander, bei Dreieckschaltung J_1' mit J_2, J_2' mit J_3 und J_3' mit J_1 zu verbinden. Beim $2p$-polig gewickelten Drehstrommotor durchläuft während jeder Periode die Änderung des magnetischen Feldes den $p$ten Teil des Umfanges.

Der Läufer würde auch ohne Wicklung infolge des wegen der Hysteresis- und Wirbelstromverluste auf ihn übertragenen Drehmomentes in der Umlaufrichtung der Felder in Drehung geraten, besonders bei Anwendung von massivem Eisen, in welchem starke Wirbelströme entstehen können. Man erhält aber eine ganz bedeutende Verstärkung des Drehmomentes, wenn man durch Einlegen von Kupferdrähten in Nuten am Umfange des Läufereisens das Zustandekommen starker Induktionsströme begünstigt. Es genügt, einfache Kupferstäbe durch die

Löcher des Läufereisens hindurchzustecken und deren Enden an den Stirnflächen durch Kupferringe zu verbinden (Kurzschluß- oder Käfiganker). Wegen der hohen Stromstärken beim Einschalten des Motors ist diese Art der Wicklung nur für kleinere Typen zulässig; größere Motoren erhalten auch auf dem Läufer eine Drahtwicklung, die in ihrer Anordnung vollkommen der des Ständers entspricht (Phasenanker). Die Enden dieser in Sternschaltung angeordneten Läuferwicklung sind zu drei Schleifringen geführt, auf denen Kupfer- oder Kohlebürsten schleifen, durch welche die Verbindung mit dem Anlasser vermittelt wird. Die Schaltung eines vierphasigen Läufers hätte also nach dem Schema Fig. 922 zu erfolgen. Man gibt übrigens dem Läufer und Ständer verschiedene Nutenzahlen, weil es bei gleicher Nutenzahl tote Stellungen des Läufers gibt, aus denen er schlecht anläuft. Fig. 922 zeigt außerdem die Schaltung des Anlassers; die drei Widerstandsreihen desselben werden durch die dreiarmige Kurbel im Stern geschaltet, und zwar werden sie beim Drehen nach rechts aus-, beim Drehen nach links eingeschaltet; bei eingeschalteten Anlaßwiderständen wird der Ständerstrom geschlossen, und dann in dem Maße, wie die Geschwindigkeit des Läufers zunimmt, in den drei Phasen des Anlassers Widerstand abgeschaltet. Beim vollen Betrieb sind alle Widerstände des Anlassers ausgeschaltet, und die Läuferwindungen sind kurz geschlossen.

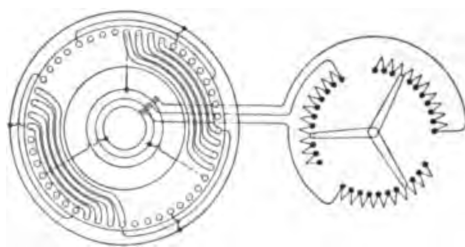


Fig. 922.

Wirkungsweise des Drehfeldmotors.

Durch das von den Ständerwindungen erzeugte Drehfeld werden im Läufer Ströme induziert, auf welche wieder von seiten des Feldes ein Drehmoment ausgeübt wird. Infolgedessen setzt sich der Läufer in Umlauf und erlangt eine Geschwindigkeit, bei der sich das zu überwindende Drehmoment der äußeren Widerstände und das im Läufer entwickelte Drehmoment gerade das Gleichgewicht halten. Die im Läufer entwickelte EMK E_2 ist in jedem Augenblick dem Unterschied der Umlaufzahlen des Feldes und des Läufers proportional, also Null, wenn beide gleich werden, d. h. wenn der Läufer mit dem Feld synchron läuft. Diese synchrone Umlaufzahl ist gleich der Periodenzahl der Ständerströme in der Minute dividiert durch die Zahl der Polpaare p; dieselbe würde erreicht werden, wenn der Läufer sich ohne jeden Widerstand bewegen könnte; in Wirklichkeit erreicht sie der vollkommen unbelastete Läufer nur annähernd. Die EMK E_2 wird am größten bei feststehendem Läufer. Die Periodenzahl von E_2 entspricht dem p-fachen Werte des Unterschiedes zwischen der syn-

chronen Umlaufzahl (u_s) und der erreichten (u), ist also Null beim Synchronismus und gleich der des Ständerstromes bei feststehendem Läufer. Das Verhältnis $\frac{u_s - u}{u_s} = \sigma$ nennt man die **Schlüpfung**; gewöhnlich gibt man σ in Prozenten an, indem man den Bruch $\frac{u_s - u}{u_s}$ mit 100 multipliziert. Bei gut konstruierten, größeren Drehstrommotoren beträgt σ bei der normalen Belastung zwischen 3 und 5%.

Der Drehstrommotor verhält sich ähnlich einem Transformator; die Ständerwicklung entspricht der primären, die Läuferwicklung der sekundären Wicklung des letzteren. Nur ist beim Motor das durch die zugeführte *EMK* E_1, welche wegen des geringen Widerstandes w_1 der Ständerwicklung sehr nahe mit der zugeführten Klemmenspannung P_1 übereinstimmt, erzeugte Feld Φ_1, welches nach S. 1005 gegen E_1 in der Phase um 90° **zurück** ist, nicht dasselbe wie dasjenige, welches im Läufer die *EMK* E_2 entwickelt, indem ein Teil der Kraftlinien Φ_1, das sog. **Streufeld** Φ_s, **nur** die Ständerwindungen umschlingt, so daß nur das Feld Φ_2 im Läufer wirksam ist. Ist also etwa $\overline{OD} = \Phi_1$ und $\overline{OA} = \Phi_s$, so ist $\overline{AD} = \Phi_2$ (Fig. 923). Sind $\mathfrak{w}_s$ und $\mathfrak{w}_2$ die magnetischen Widerstände der beiden Felder (S. 991), so ist $\Phi_s = \frac{N_1 J_1}{\mathfrak{w}_s}$ und $\Phi_2 = \frac{N_1 J_1 + N_1 J_2}{\mathfrak{w}_2}$, wenn Ständer und Läufer dieselbe Windungszahl N_1 besitzen (andernfalls ist vermittels $N_2 J_2' = N_1 J_2$ auf diesen Fall zu reduzieren). Wählt man den Maßstab für die Stromstärke so, daß $\frac{N_1}{\mathfrak{w}_s} = 1$ wird, so ist $\overline{OA}$ zugleich ein Maß für J_1, während $\overline{AC} \perp \overline{AD}$ den Läuferstrom $J_2 = \frac{E_2}{w_2}$ in denselben Einheiten darstellen soll. Dann ist $\overline{OC} = \overline{OA} + \overline{AC}$ der Φ_2 entsprechende Magnetisierungsstrom, also mit $\overline{AD} = \Phi_2$ gleich gerichtet; ferner ist $\overline{AD} = N_1 \cdot \overline{OC} : \mathfrak{w}_2$, also $\frac{\overline{AD}}{\overline{OC}} = \frac{N_1 \mathfrak{w}_s}{\mathfrak{w}_2 \mathfrak{w}_s}$; da aber $\frac{N_1}{\mathfrak{w}_s} = 1$ angenommen worden ist, wird $\frac{\overline{AD}}{\overline{OC}} = \frac{\mathfrak{w}_s}{\mathfrak{w}_2}$; $\frac{\mathfrak{w}_s}{\mathfrak{w}_2}$ aber ist konstant, weil nur Luftstrecken und wenig gesättigtes Eisen in Frage kommen. Für alle Belastungen liegt also der Endpunkt des Vektors $\overline{OA} = J_1$ auf dem Halbkreis BAD, C auf dem Halbkreis BCO. Für einen gegebenen Motor findet man ersteren, indem man bei leerlaufendem Läufer $\overline{OA_0} = J_0$, P_1 und die Leerlaufleistung $\mathfrak{L}_0$ mißt und

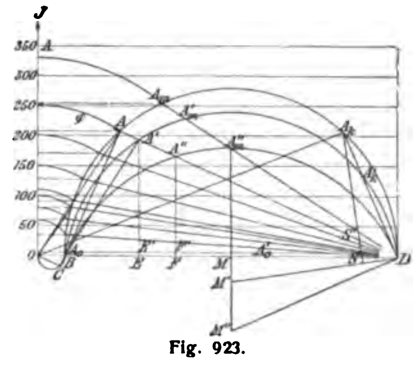


Fig. 923.

mit OA_0 als Hypotenuse und $\frac{\mathfrak{L}_0}{P_1}$ als zu P_1 paralleler Kathete ein rechtwinkliges Dreieck konstruiert. Dann bremst man den Läufer fest und ermittelt bei so weit reduziertem P_1', daß der Strom nicht zu stark wird, den Kurzschlußstrom J_K' und seine Leistung $\mathfrak{L}_K'$ und berechnet hieraus den wirklichen Kurzschlußstrom $J_K = J_K' \frac{P_1}{P_1'}$ und die Leistung $\mathfrak{L}_K = \mathfrak{L}_K' \left(\frac{P_1}{P_1'}\right)^2$; mittels $J_K = \overline{OA_K}$ als Hypotenuse und $\frac{\mathfrak{L}_K}{P_1}$ als zu P_1 paralleler Kathete findet man dann den Punkt A_K. Mittels A_0 und A_K ergibt sich der auf der Horizontalen OD liegende Mittelpunkt M. $\mathfrak{L}_0 - 3\,J_0^2 w_1$ ist die bei Leerlauf im Eisen und durch Reibung und Luftwiderstand verlorene Leistung. Um dem Ohmschen Spannungsabfall im Ständer Rechnung zu tragen, vermindert man Φ_2 um $\overline{AA'}$ proportional $\overline{OA} \cdot w_1$; die Punkte A' liegen dann wieder auf einem durch B und D gehenden Kreisbogen, dessen Mittelpunkt M' man findet, indem man von $\overline{A_K D}$ das Stück $\overline{A_K A_K'} = J_K w_1 \cdot \frac{\overline{OD}}{P_1}$ abzieht ($\overline{A_K A_K'}$ muß zu $J_K w_1$ in demselben Verhältnis stehen wie $\overline{OD}$ zu P_1) und auf der Mitte von $\overline{A_K' D}$ eine Senkrechte errichtet, welche die auf $\overline{OD}$ in M errichtete Senkrechte in M' schneidet. In derselben Weise berücksichtigt man den Läuferverlust $J_2 w_2$ durch weitere Verminderung von Φ_2 um $A'A''$; die Punkte A'' liegen auf einem dritten Kreisbogen, der durch B geht und $A_K D$ in D berührt, weil beim Kurzschluß der ganze Rest von Φ_2 zur Deckung dieses Spannungsabfalls verbraucht wird. Man findet so den Mittelpunkt dieses dritten Kreises M'', indem man auf $\overline{A_K D}$ in D die Senkrechte errichtet und mit der Senkrechten $\overline{MM'}$ zum Schnitt bringt. Dann ist:

1. die Phasenverschiebung im Ständer $= \varphi$; dieselbe ist am größten bei Leerlauf und wird am kleinsten, wenn OA den Halbkreis berührt. Sie wächst mit OB, d. h. mit dem magnetischen Widerstand $\mathfrak{w}_2$ des Nutzfeldes Φ_2; darum muß man geringe magnetische Sättigung des Eisens und möglichst geringen Luftabstand zwischen Ständer und Läufer (0,5- 2 mm) anwenden,

2. die dem Ständer zugeführte Leistung ist proportional $\overline{OA} \cos\varphi \cdot OD$ (da $\overline{OD}$ proportional P_1), also, weil OD konstant, proportional dem von A auf $\overline{OD}$ gefällten Lot $OA \cos\varphi$,

3. die im Läufer entwickelte Nutzleistung ist proportional $\overline{AC} \cdot A''D$, d. h. proportional $\triangle A''CD$, welches, weil $OC \parallel AD$, flächengleich mit $\triangle ODA''$ ist; also ist die Läuferleistung proportional $\overline{A''F}$. Da A_0'' praktisch mit A_0 zusammenfällt, ist der Abstand A_0 von $\overline{AD}$ proportional der Läuferleistung des unbelasteten Motors, also den Leerlaufverlusten, so daß also, wenn durch A_0 eine Parallele zu AD gezogen wird, die von dieser auf $A''F$ abgeschnittene Strecke $A''F'$ ein Maß für die effektive Leistung des Läufers ist. $\eta = \frac{A''F'}{OA \cos\varphi}$ ist der Wirkungsgrad des Motors.

4. das **Drehmoment** des Läufers ist proportional $J_2 \Phi'_2$, d. h. $\overline{AC} \cdot \overline{A'D}$ oder $\Delta A'CD$, welches wieder, weil $\overline{OC} \parallel \overline{AD}$, mit ΔODA flächengleich ist; also ist das Drehmoment proportional $\overline{A'E}$. Hiervon ist $\overline{EE'}$ wiederum der die Leerlaufwiderstände überwindende Teil des Drehmoments, also $\overline{A'E'}$ das effektive Drehmoment. Die Senkrechte von A'_K auf $\overline{OD}$ würde das Anlaufmoment darstellen. Um bei mäßigem Anlaufsstrom $\overline{OA_K}$ dasselbe oder sogar ein größeres Anlaufmoment zu erzielen, als das Drehmoment während des Betriebs ist, muß man A_K durch Einschalten von Widerstand in den Läufer möglichst nach A hin verschieben; dies geschieht mittels des Anlassers Fig. 922.

Da $J_2 = \overline{AC}$ proportional **Schlüpfung** mal wirksames Feld $\overline{A'D}$, so ist umgekehrt σ proportional $\frac{\overline{AC}}{\overline{A'D}}$, oder, da $\overline{AC}$ proportional $\overline{AB}$ und letzteres wieder proportional $\overline{A'B}$ (irgend zwei der Dreiecke BAA' sind ähnlich, weil die Winkel bei A und A' dieselben sind), so ist σ proportional $\frac{\overline{A'B}}{\overline{A'D}}$.

Zieht man $\overline{A_K S}$ so, daß es mit $\overline{OD}$ denselben konstanten Winkel α bildet, wie BA' mit $\overline{A'D}$, d. h. $\parallel$ zur Tangente an den mittleren Kreisbogen in D oder $\perp$ $M'D$, so ist auch $\frac{\overline{A'B}}{\overline{A'D}} = \frac{\overline{SS'}}{\overline{SD}}$, also $\overline{SS'}$ ist proportional σ, und da bei Stillstand A nach A_K und ebenso S' nach A_K fällt, so entspricht $\sigma = 1$ der Strecke $\overline{SA_K}$, und allgemein ist $\sigma = \frac{\overline{SS'}}{\overline{SA_K}}$.

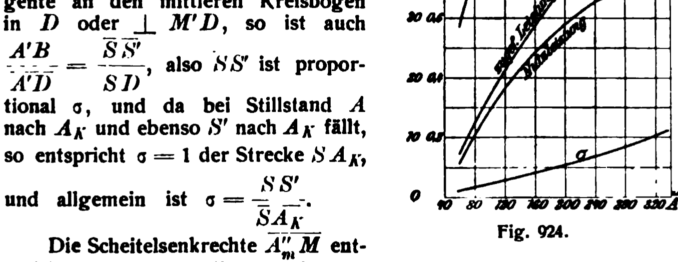


Fig. 924.

Die Scheitelsenkrechte $\overline{A''_m M}$ entspricht der größtmöglichen Leistung; $\overline{A''_m M} : \overline{A''F}$ ist also die **Überlastungsfähigkeit** des Motors.

Aus dem von Heyland herrührenden Kreisdiagramm, Fig. 923 welches sich auf einen 6poligen Drehstrommotor der Elektr. Akt.-Ges vorm. H. Pöge bezieht, erhält man für diesen Motor das Betriebsdiagramm Fig. 924.

Anlauf und Geschwindigkeitsregulierung.

Wenn ein Drehfeldmotor mit einem größeren Drehmoment anlaufen soll, darf man nicht zur Regulierung der Stromstärke beim Anlauf Widerstand in den **Ständer**kreis einschalten, weil dadurch $\overline{AA'}$ vergrößert und damit das Drehmoment vermindert wird. Aus demselben Grunde darf man auch nicht zum Regulieren der Umlaufzahl Widerstände in den **Ständer**kreis einschalten. Dagegen kann der in

den Läuferstromkreis eingeschaltete Anlaßwiderstand (Fig. 922) auch zur Regulierung der Umlaufzahl dienen, indem durch Vergrößerung des Läuferwiderstandes bei ungeändertem Drehmoment A_K (Fig. 923) nach B zu verschoben wird; damit verschiebt sich, weil ∢ α ungeändert bleibt, auch die Schlüpfungslinie $A_K S$ parallel mit sich selbst, und die Schlüpfung wächst, d. h. die Umlaufszahl nimmt ab. Gleichzeitig aber nimmt die Leistung und der Wirkungsgrad dabei ab, die Erwärmung des Läufereisens durch Hysteresis und Wirbelströme aber zu.

Bei Motoren mit Käfigankern kann man beim Anlauf die dem Ständer zugeführte Spannung durch einen Transformator reduzieren und dadurch den beim Einschalten unter Belastung auftretenden Stromstoß wesentlich abschwächen (Schaltung der Allgem. Elektr.-Gesellschaft). Nachdem der Läufer etwa die halbe normale Umlaufszahl erreicht hat, wird dieser Anlaßtransformator ausgeschaltet.

Für größere Leistungen (über 30 PS) verwendet man Flüssigkeitsanlasser; ein solcher besteht aus drei gußeisernen Gefäßen, welche mit Sodalösung gefüllt sind

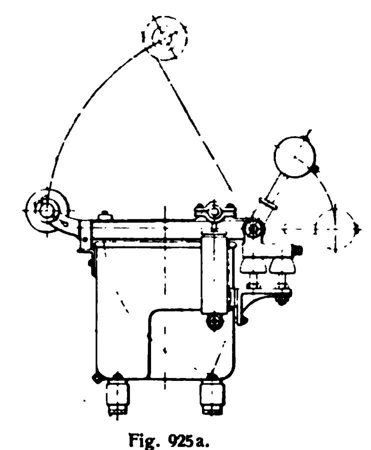


Fig. 925a.

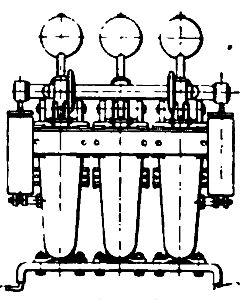


Fig. 925b.

(Fig. 925a und 925b), Flüssigkeitsanlasser der Siemens-Schuckert-Werke). In diese tauchen beim Drehen des Schalthebels drei mit den drei Schleifbürsten verbundene Eisenblechsektoren immer tiefer ein, bis zuletzt durch einen dreifachen Schalter der Kurzschluß hergestellt wird.

Für Kranmotoren hat man Wendeanlasser, bei denen durch Umsteuern des Schalthebels im Ständer zwei von den drei Phasen miteinander vertauscht werden (beim Zweiphasenmotor werden die Verbindungen einer der beiden Phasen vertauscht).

Wenn kleinere Motoren (bis zu etwa 20 PS) nahezu belastungsfrei anlaufen können, verwenden die Siemens-Schuckert-Werke Läufer mit Gegenschaltung, d. h. die Läufer sind mit zwei Phasenwicklungen mit etwas verschiedenen Windungszahlen versehen (Fig. 926), die beim Anlaufen gegeneinander geschaltet sind, nach fast erreichtem Synchronismus aber durch Kurzschluß der drei Verbindungsleitungen bei A parallel geschaltet werden. Dieser Kurzschlußschalter wird entweder von Hand oder selbsttätig mittels eines Zentrifugalregulators betätigt.

Ein selbsttätiger Anlasser endlich ohne jede mechanische Vorrichtung ist der sog. Impedanzanlasser (vergl. S. 1006). Die Phasen des Läufers sind unter Zwischenschaltung von Drosselspulen L und parallel dazu geschalteten Widerständen W (Fig. 927), die mit in den Läufer eingebaut sind, kurz geschlossen. Die Impedanz der Drosselspulen, deren Ohmsche Widerstände gering sind, ist bei Stillstand des Läufers, wo

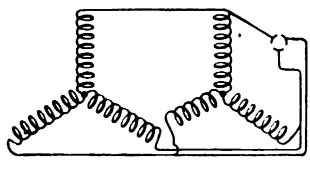


Fig. 926.

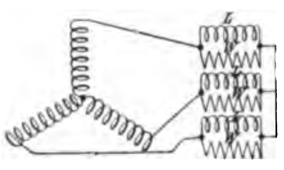


Fig. 927.

die Periodenzahl der im Läufer induzierten Ströme $= n$ ist, sehr hoch $(\sim 2\pi n L)$, nimmt aber mit Annäherung an den Synchronismus sehr rasch bis fast zu Null ab, so daß beim Anlauf die Läuferwindungen durch die Widerstände W, beim normalen Gang aber durch die fast Null betragenden Widerstände der Drosselspulen L geschlossen sind.

Eine ausgiebigere Regulierung der Umlaufzahl erzielt man, wie beim Gleichstrommotor (S. 1026), durch Umschaltung der Polzahl.

Der einphasige Induktionsmotor.

Unterbricht man bei einem laufenden Drehstrommotor eine der Phasen des Ständers, so verwandelt sich das Drehfeld in ein einfaches Wechselstromfeld; trotzdem läuft der Motor nahezu synchron weiter, wenn auch mit entsprechend verminderter Leistung. Dagegen läuft der Läufer im einfachen Wechselstromfeld nicht an; er bedarf erst einer gewissen Umlaufgeschwindigkeit, um ein genügendes Drehmoment zu entwickeln. Beim Stillstand des Läufers nämlich entwickelt ein nach dem Sinusgesetz sich änderndes Ständerfeld Φ_s mit der im Raum feststehenden magnetischen Achse $A_s A_s'$ (Fig. 928) in den Windungen des Läufers ebenfalls sinusartig verlaufende Induktionsströme, die ihrerseits wieder ein sinusartiges, magnetisches Feld von gleicher Periode mit einer gleichfalls im Raume feststehenden, zu $A_s A_s'$ parallelen Achse erzeugen. Ist umgekehrt Φ_s konstant, rotiert aber der Läufer mit der konstanten Winkelgeschwindigkeit ω z. B. nach links, so würde in den Windungen ein Strom von konstanter Richtung und Stärke induziert werden, der ein konstantes Feld Φ_l mit der zu $A_s A_s'$ rechtwinkligen Achse $A_l A_l'$ erzeugen würde. Ändert sich im letzteren Falle Φ_s wieder sinusartig, so wird auch Φ_l sinusartig sich ändern, und zwar unabhängig von ω mit derselben Periode wie Φ_s; nur die Stärke

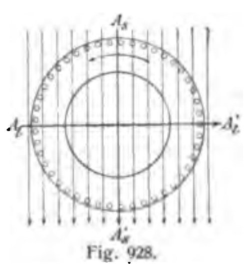


Fig. 928.

des Feldes Φ_l wächst mit ω. Außerdem aber ist die durch Φ_s im Läufer entwickelte *EMK* in der Phase gegen Φ_s um 90° zurück (S. 1005); dasselbe gilt vom Strom J_l und von dem diesem proportionalen Läuferfeld Φ_l, wobei wegen der Selbstinduktion die Phasenverschiebung zwischen Φ_l und Φ_s etwas mehr als 90° beträgt. Φ_l und Φ_s liefern also, wenn ω genügend groß ist, zusammen ein Drehfeld, in welchem nunmehr der Läufer wie beim eigentlichen Drehfeldmotor rotiert. Das Drehmoment des Läufers ist proportional $\left(\left(\frac{2\pi n}{p}\right)^2 - \omega^2\right)\omega$, wird also, wie beim Drehfeldmotor, null beim Synchronismus und erreicht ein Maximum, wenn $\omega = \frac{1}{\sqrt{3}} \frac{2\pi n}{p}$ ist.

Da der einphasige Induktionsmotor erst ein nennenswertes Drehmoment entwickelt, nachdem sein Läufer eine größere Geschwindigkeit erlangt hat, muß der Ständer da, wo diese Umlaufsgeschwindigkeit nicht auf mechanischem Wege, z. B. durch eine Transmission, auf welche der Motor nachher arbeiten soll, erzielt werden kann, eine Hilfswicklung besitzen derart, daß diese mit der Hauptwicklung zusammen ein zweiphasiges Drehfeld erzeugt, wenn durch sie ein in der Phase möglichst um 90° gegen den Hauptstrom verschobener Strom geschickt wird. Ein solcher wird durch Abzweigung vom Hauptstrom unter Einschaltung eines vorwiegend Kapazität oder Selbstinduktion enthaltenden Wechselstromwiderstandes erhalten (Fig. 929). Nach vollendetem Anlauf wird der punktierte Schalter geöffnet.

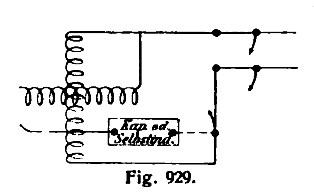


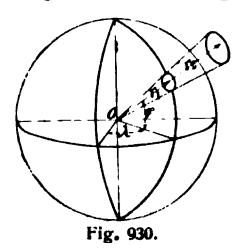
Fig. 929.

III. Die elektrische Beleuchtung.

A. Photometrie.

a) Grundbegriffe und Einheiten.

Das Licht ist derjenige Teil der von der Oberfläche der leuchtenden Körper in gerader Richtung ausgestrahlten Energie, welcher auf unser Auge einwirkt. Infolge der geradlinigen, strahlenförmigen Ausbreitung des Lichtes bleibt die gesamte, innerhalb eines vom Mittelpunkt des leuchtenden Körpers ausgehenden Kegels enthaltene Lichtmenge, falls nicht Teile davon im Zwischenmittel zurückgehalten (absorbiert) werden, konstant. Hat der Kegel die unendlich kleine Öffnung $d\omega$, so kann diese Energiemenge $= J d\omega$ gesetzt werden. J nennt man die Stärke (Intensität) der Lichtquelle in der Richtung der Achse dieses Kegels. Legt man um den Mittelpunkt O (Fig. 930) mit ver-


Fig. 930.

schiedenen Radien r_1, r_2 .. Kugelflächen, so sind die vom Kegel aus diesen ausgeschnittenen Flächen $r_1^2 d\omega$, $r_2^2 d\omega$ ..; von der Lichtenergie $J d\omega$ kommt also auf die Flächeneinheit die Menge $E_1 = \frac{J d\omega}{r_1^2 d\omega} = \frac{J}{r_1^2}$ bezw. $E_2 = \frac{J}{r_2^2}$ u. s. f. E_1, E_2 .. heißen die Beleuchtungen der betreffenden Kugelflächen. Im vorliegenden Falle stehen die beleuchteten Flächen rechtwinklig zu den Strahlen; der Winkel der Strahlen mit der Flächennormale ist gleich Null. Ist dieser Winkel allgemein $= \alpha$, so wird das Flächenstück dF nur von derselben Strahlungsenergie getroffen, wie seine auf den Strahlen rechtwinklige Projektion $dF \cos\alpha$; die Beleuchtung wird also bei schrägem Einfall der Strahlen durch $E = \frac{J}{r^2}\cos\alpha$ dargestellt, wo α den Einfallswinkel der Strahlen bezeichnet.

Bei allen zur Beleuchtung verwendeten Lichtquellen ist J nach den verschiedenen Richtungen hin mehr oder weniger verschieden. Denkt man sich dann O (Fig. 930) als Mittelpunkt eines Polarkoordinatensystems, so ist allgemein J eine Funktion der Länge λ und der Breite φ. Dann ist $d\omega = \cos\varphi\, d\varphi\, d\lambda$, und $J_s = \frac{1}{4\pi} S J d\omega$ ist die mittlere sphärische Intensität der Lichtquelle, wenn die Summe über den ganzen Raum ausgedehnt wird. $J_h = \frac{1}{2\pi} S J d\omega$, worin die Summe nur über die eine, z. B. die untere Hälfte des Raumes ausgedehnt wird, nennt man die hemisphärische Intensität.

Die Stärke J einer Lichtquelle wird durch Vergleichung mit der Stärke einer anderen Lichtquelle ermittelt, welche man als Einheit nimmt. Die Einheit der Lichtstärke ist die Stärke des Lichtes, welches in horizontaler Richtung von der frei brennenden Flamme einer mit Amylacetat gespeisten Lampe bei 40 mm Flammenhöhe ausgestrahlt wird. Diese von v. Hefner-Alteneck konstruierte Normallampe besitzt ein 8 mm weites Dochtrohr aus Neusilber von 0,15 mm Wandstärke, dessen freie Länge 25 mm beträgt. Dasselbe ist von einem massiven Baumwolldocht vollständig ausgefüllt, der sich behufs Einstellung der Flammenhöhe mikrometrisch verschieben läßt. Diese Lichteinheit heißt Hefnereinheit (1 HE). Die Einstellung der Flammenhöhe erfolgt nach einem Visier, auf das die äußerste sichtbare Spitze der Flamme einspielen muß, wobei das Auge gegen Blendung durch die Flamme durch einen Schirm geschützt ist. Besser ist das optische Flammenmaß, bei welchem durch eine Linse das wirkliche Bild der Flammenspitze auf eine matte Glasscheibe geworfen wird, auf welcher die richtige Höhe durch einen horizontalen Strich markiert ist.

Die Beleuchtung, welche durch eine solche Normallampe auf einer senkrechten Fläche, welche zur Strahlenrichtung rechtwinklig ist, hervorgerufen wird, bildet die Einheit der Beleuchtung, 1 Lux $(1\,Lx) = \frac{1\,\text{HE}}{\text{m}^2}$; diese Einheit wurde früher als Meterkerze bezeichnet. Bei der Berechnung der Beleuchtung durch eine Lichtquelle, die nach der betreffenden Richtung hin die Stärke J HE besitzt, ist also der Ab-

stand r der beleuchteten Fläche in m zu messen und die Beleuchtung ist alsdann $= \frac{J}{r^2} Lx$; bei nicht senkrechtem Einfall der Strahlen tritt hierzu noch der Faktor $\cos\alpha$.

b) Photometer.

Die Apparate zur Messung der Lichtstärke heißen Photometer. Bei allen Photometern werden zwei möglichst aneinandergrenzende, mattweiße Flächenstücke durch die Normallampe und die zu vergleichende Lichtquelle bei senkrechtem Strahleneinfall beleuchtet und die Beleuchtungen so lange reguliert, bis sie dem Auge des Beobachters gleich erscheinen. Die Regulierung erfolgt am einfachsten durch Änderung des Abstandes; außerdem kann die Strahlung sehr starker Lichtquellen durch Zwischenschaltung absorbierender (Milch- und Rauch-)Gläser oder durch Zerstreuung des Lichtes durch Konkavlinsen oder durch Abblendung mittels rasch rotierender Sektorenscheiben noch besonders geschwächt werden. Die eigentliche Vergleichung erfolgt mittels des sog. Photometerkopfes. Der Photometerkopf von Bunsen besteht aus einem Schirm aus mattweißem Schreibpapier, der in der Mitte einen kreisrunden Stearinfleck besitzt; beide Seiten werden durch zwei Spiegel gleichzeitig nebeneinander gesehen und sind gleich stark beleuchtet, wenn der Fleck gegen das übrige Papier sich gleich abhebt (er erscheint dann beiderseits etwas dunkler als das Papier).

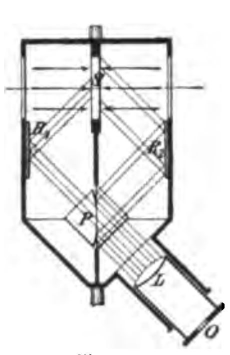
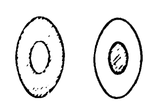


Fig. 931.

Vollkommener ist der Photometerkopf von Lummer & Brodhun (Fig. 931); bei diesem fällt das Licht der beiden Lichtquellen auf die beiden Seiten eines Gipsschirmes S; durch zwei Spiegel R_1 und R_2 wird das unter 45° von den Gipsflächen ausgestrahlte, diffuse Licht auf die Prismenkombination P geworfen, welche aus zwei gleichschenklig-rechtwinkligen Glasprismen besteht, die mit den Hypotenusenflächen aufeinander liegen. Die Hypotenusenfläche des linken ist bis auf einen Kreis in der Mitte abgeschliffen, so daß das von R_1 kommende Licht durch die Berührungsfläche beider direkt nach dem Okular O hindurchgeht, während das andere total nach den mattschwarzen Wänden des Gehäuses reflektiert und dort absorbiert wird. Umgekehrt wird vom rechten Prisma das von R_2 kommende Licht von den Randpartien total nach O hin reflektiert, während das durch die Mitte hindurchgehende Licht durch Absorption an den Gehäusewänden verloren geht. Der durch O blickende Beobachter sieht also durch die auf die Mitte von P eingestellte Lupe L die Mitte nur von links, den Rand nur von rechts her beleuchtet, erblickt also ein Bild entsprechend Fig. 932a, wenn die linke, ein Bild wie Fig. 932b, wenn die rechte Seite von S stärker beleuchtet ist;


Fig. 932a. Fig. 932b.

bei gleicher Beleuchtung verschwindet der Unterschied zwischen Rand und Mitte, wenn das Licht der beiden Lichtquellen nicht zu verschiedene Farbe besitzt (wie dies z. B. der Fall ist, wenn man Gasglühlicht oder Bogenlicht direkt mit der Hefnerlampe vergleicht); dann wird die Einstellung schwierig, durch Kontrastwirkung erscheint die vom weißeren Licht beleuchtete Seite gegen die andere bläulich, letztere gelb. Bei ungleichen Farben kann man einigermaßen sicher auf Unscharfwerden der Grenzlinien einstellen.

Die beiden zu vergleichenden Lichtquellen werden entweder in konstantem Abstand auf einer mit Teilung versehenen Schiene, der Photometerbank, aufgestellt und zwischen ihnen der Photometerkopf so lange verschoben, bis gleiche Beleuchtung der beiden Schirmseiten erzielt ist. Dann ist, wenn r und r_n die Abstände der zu messenden Lichtquelle L und des Normallichtes N vom Schirm sind, $L : N = r^2 : r_n^2$. Man kann auch das Normallicht auf dem den Photometerkopf tragenden Schlitten anbringen und mit diesem gemeinsam verschieben; dann ist r_n konstant und $L = CNr^2$; in diesem Falle kann man die Einteilung der Bank direkt nach Hefnereinheiten ausführen.

Für starke Lichtquellen, wie Bogenlampen, ist einesteils die Hefnerlampe zu schwach, andernteils ihre gelbe Farbe zu störend. Dann verwendet man als Vergleichslichter möglichst genau photometrierte Zwischenlichter, wozu sich stärkere Glühlampen, Petroleumbrenner oder Gas-, Spiritus- oder Petroleumglühlichtbrenner eignen.

Um Beleuchtungen zu messen, vergleicht man diejenige einer mattweißen, an den betreffenden Ort gebrachten Fläche mit der bekannten Beleuchtung einer anderen mattweißen Fläche, welche durch eine Normallampe oder Benzinkerze oder auch Gasglühlicht beleuchtet wird, mittels irgendeines geeigneten Photometers. Für technische Messungen der Beleuchtung von Arbeitsplätzen eignet sich der Wingensche Helligkeitsprüfer (Fig. 933). Der mit mattweißem Papier überzogene Schirm S_1 wird an den betreffenden Arbeitsplatz gebracht, während der in einem mattschwarzen Gehäuse eingeschlossene, identische Schirm S_2 durch die Flamme einer Benzinkerze N beleuchtet wird. Durch das Rohr O sieht der Beobachter beide Schirme nebeneinander und reguliert die Flammenhöhe von N so, daß sie gleich hell erscheinen. Die der Flammenhöhe entsprechende Beleuchtung von S_2 ist alsdann an der hinter N angebrachten Skala abzulesen.

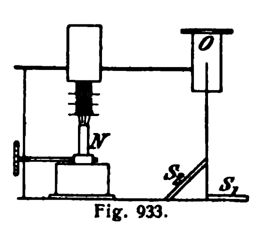


Fig. 933.

Für feinere Arbeiten muß die Beleuchtung mindestens 10 *Lx* betragen; eine gute Beleuchtung entspricht 50 *Lx*; die Tageslichtbeleuchtung beträgt bis 1000 *Lx*, direkte Sonnenlichtbeleuchtung bis 150000 *Lx*.

B. Das elektrische Bogenlicht.

a) Arten des Bogenlichtes.

Bei der für Beleuchtungszwecke dienenden gewöhnlichen Bogenlampe bildet sich der Lichtbogen zwischen zwei vertikal übereinander stehenden Kohlenstäben; das Licht geht in der Hauptsache

von den stark weißglühenden Enden der Stäbe aus, während der eigentliche, aus glühenden Gasen bestehende Lichtbogen dagegen nur verhältnismäßig schwach leuchtet.

Bei dem in freier Luft brennenden Gleichstromlichtbogen erzielt man ein ruhigeres Brennen, wenn die positive Kohle oben ist; dieselbe höhlt sich kraterförmig aus, während sich die negative zuspitzt (Fig. 934). Der Hauptsitz der Lichtentwicklung ist der positive Krater. Die positive Kohle brennt durchschnittlich 2,5 mal so rasch ab als die negative; um den linearen Abbrand gleich rasch zu bekommen, gibt man darum ersterer den 2,5 fachen Querschnitt (1,6 fachen Durchmesser). Außerdem erleichtert man die Ausbildung des positiven Kraters in der Achse der positiven Kohle, indem man letztere achsial durchbohrt und die Bohrung mit einem Brei aus Kohlenpulver und Kaliwasserglas ausfüllt (Dochtkohlen), während man als negative Kohle sog. Homogenkohle verwendet. — Beim Brennen in einem möglichst luftdicht abgeschlossenen Raum höhlt sich die + Kohle nur schwach aus und die — Kohle wölbt sich entsprechend (Fig. 935); der Abbrand beider wird ungefähr gleich, weshalb beide gleichstark genommen werden können (Jandus- oder Dauerbrandlampe). Eine ähnliche Form der positiven Kohle und

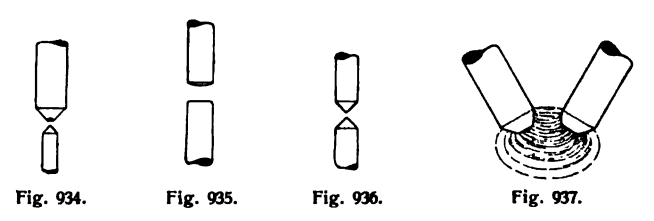


Fig. 934. Fig. 935. Fig. 936. Fig. 937.

beträchtliche Ersparnis erzielt man schon, wenn man dieselbe durch eine möglichst dichtanschließende, mit Speckstein ausgefütterte Metallglocke hindurchgehen läßt, durch welche der aufsteigende Luftstrom von ihr abgehalten wird. — Beim Betrieb mit Wechselstrom spitzen sich beide Kohlen zu (Fig. 936); man verwendet deshalb entweder zwei Homogen- oder zwei Dochtkohlen; letztere sind besser, weil sie den Lichtbogen sicherer zentrieren.

Beim Gleichstrombogenlicht beträgt die Stromstärke der für gewöhnliche Beleuchtungszwecke dienenden Lampen zwischen 1,5 und 20 *A*; die Spannung wächst mit der Stromstärke und liegt zwischen 35 und 45 *V*. Bei den Dauerbrandlampen liegt die Stromstärke zwischen 2 und 8 *A*, die Spannung beträgt 80 *V*. Wechselstrombogenlampen brennen gewöhnlich mit Stromstärken zwischen 3 und 30 *A*, und die Spannung liegt bei ihnen zwischen 26 und 35 *V*.

Versieht man die Kohlenstäbe einer Wechselstromlampe mit dickeren Dochten aus Kohlenpulver mit größeren Beimengungen von Fluorkalzium, -strontium oder -barium, so erhält man einen viel längeren und intensiv gelb, rötlich bezw. weiß leuchtenden Lichtbogen. Am besten stellt man dann die Kohlen schräg nach unten gerichtet nebeneinander (Fig. 937, Bogenlampe von Bremer, Flammen- oder Effektbogenlicht). Diese Art von Lampen können übrigens auch

mit Gleichstrom betrieben werden. Die Spannung beträgt etwa ebensoviel wie bei der gewöhnlichen Bogenlampe. Da sich beim Betrieb schädliche Gase und Dämpfe bilden, eignen sich diese Lampen vorwiegend für Außenbeleuchtungen.

b) Verteilung des Lichtes bei den Bogenlampen.

Im gewöhnlichen Lichtbogen verteilt sich die Intensität der Strahlung entsprechend Fig. 938 *A*, die größte Stärke ist etwa in der Richtung 40° nach unten vorhanden. Fig. 938 *B* gibt die Verteilung bei einer Dauerbrandlampe, während *C* dem gewöhnlichen Wechselstromlichtbogen mit Reflektor entspricht, welcher über dem Lichtbogen angebracht ist, um das nach oben gehende Licht besser für die Bodenbeleuchtung auszunützen. Fig. 938 *D* endlich stellt die Lichtverteilung in der durch die beiden Kohlen gehenden Vertikalebene für eine Bremerlampe mit 15% Flußspatzusatz zu den Dochten dar. — Die Figuren beziehen sich auf gleichen Leistungsverbrauch von 360 *W* der vier Lampengattungen, sie lehren also, daß die beste Ausnutzung der elektrischen Energie beim Flammenbogenlicht erreicht wird, nämlich eine mittlere hemisphärische Intensität (für die untere Halbkugel) von 2230 HE oder 0,162 *W* für 1 HE; hierauf folgt das gewöhnliche Gleichstrombogenlicht mit einer hemisphärischen Intensität von 638 HE oder 0,565 *W* für 1 HE, dann das gewöhnliche Wechselstrombogenlicht mit der mittleren hemisphärischen Intensität von 387 HE oder 0,93 *W* für 1 HE, endlich die Dauerbrandlampe mit 1,74 *W* für 1 HE, wobei allerdings bei letzterer das Licht durch eine doppelte Glashülle hindurchgegangen ist. — Zum Schutz des Lichtbogens gegen Luftzug und um das Blenden zu verhüten und die Lichtverteilung gleichmäßiger zu machen, umgibt man den Lichtbogen auch bei den anderen Lampen mit Glasglocken, die für im Freien brennende Lampen aus klarem, für solche für Innenbeleuchtung aus mit Milchglas überfangenem oder aus sog. Alabasterglas bestehen; erstere absorbieren etwa 6%, letztere 10—20% des Lichts.

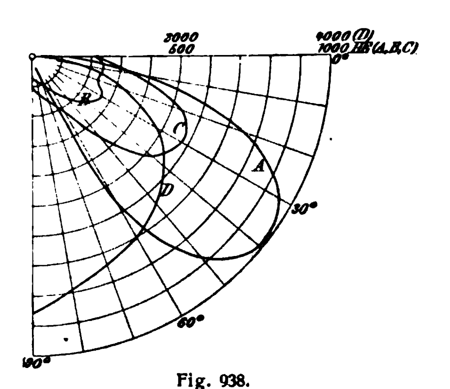
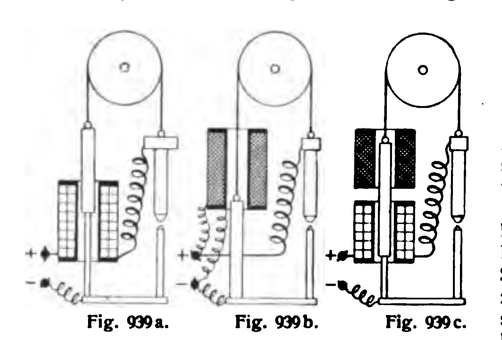


Fig. 938.

c) Regulierung der Bogenlampen.

Hält man die Kohlenstifte einer Bogenlampe fest, so vergrößert sich durch den Abbrand allmählich unter Anwachsen der Spannung der Lichtbogen, er wird unruhig und erlischt endlich. Um ein ruhiges Brennen zu erzielen, müssen deshalb die Kohlen möglichst gleichmäßig in dem Maße, wie sie abbrennen, einander genähert werden. Diese

Aufgabe erfüllt der Reguliermechanismus entweder auf rein elektromagnetischem Wege (Piette-Križik), oder die Bewegung der Kohlen erfolgt durch mechanische Kräfte, und nur die Auslösung der Bewegung geschieht elektromagnetisch. Der Reguliermagnet wird entweder vom gesamten Strom durchflossen (Hauptstromlampe); oder seine Windungen sind dem Lichtbogen parallel geschaltet (Nebenschlußlampe); oder endlich es sind zwei gegeneinander wirkende Reguliermagnete vorhanden, einer vom Hauptstrom durchflossen, der andere im Nebenschluß geschaltet (Differentiallampe). Bei der Hauptstromlampe (Fig. 939a) wird durch die Wirkung des Reguliermagnets der Lichtbogen vergrößert, und dadurch der Strom geschwächt, wenn er zu stark geworden ist. Bei der Nebenschlußlampe (Fig. 939b) wird der Lichtbogen durch den Reguliermagnet verkleinert, wenn er, und damit auch die Spannung, zu groß geworden ist. Bei der Differentiallampe (Fig. 939c) überwiegt bei zu kurzem Lichtbogen, d. h. zu starkem Strom, die trennende Wirkung des Hauptstrommagnets, bei zu langem Lichtbogen, d. h. zu hoher Spannung, die anziehende des Nebenschlußmagnets, und beide halten sich beim normalen Brennen im Gleichgewicht. Die Hauptstromlampe reguliert auf konstanten Strom, die Nebenschlußlampe auf konstante Spannung, die Differentiallampe auf konstantes Verhältnis zwischen beiden, d. h. auf konstanten scheinbaren Widerstand.


Fig. 939a. Fig. 939b. Fig. 939c.

Die Hauptstromlampe wird für Beleuchtungszwecke nicht verwendet. Die Nebenschlußlampe für Gleichstrom kann in Parallelschaltung verwendet werden und erfordert dann eine Netzspannung von 65 *V*; es sind etwa 25 *V* in einem vorgeschalteten Widerstand zu verbrauchen, weil sonst die Stromschwankungen in den einzelnen Lampen die parallel geschalteten Lampen zu stark beeinflussen würden. Dabei können die Nebenschlußlampen auch in Gruppen zu je zwei hintereinander geschaltet werden, wenn die Netzspannung 110—120 *V* beträgt. Sollen mehr wie zwei Lampen hintereinander geschaltet werden, so verwendet man besser Differentiallampen; so kann man gutregulierende Differentiallampen bei Verwendung weicher Kohlen bei 110 *V* Netzspannung auch zu dreien hintereinander schalten (sog. Dreischaltungslampen); man braucht dann nur beim Einschalten einen Vorschaltwiderstand, den man langsam ausschaltet (Anlaßwiderstand). — Nebenschlußlampen für Wechselstrom können bei 120 *V* zu je drei hintereinander geschaltet werden und die übrigbleibenden 30 *V* sind von einem Vorschaltwiderstand aufzunehmen. Braucht man bei 120 *V* Netzspannung nur zwei oder eine Lampe, so kann man die Spannung zweckmäßig durch einen Transformator auf 75 bezw. 40 *V* erniedrigen, den man entsprechend

Fig. 940 so schaltet, daß durch die Bogenlampe die Summe des primären und sekundären Stromes fließt; der Überschuß der sekundären Spannung wird ebenfalls durch einen vor die Lampe geschalteten Widerstand aufgebraucht; wäre z. B. $J = 12\,A$ und die Bogenlampenspannung 30 V, so müßte bei $E_2 = 40\,V$ der Vorschaltwiderstand $\frac{40-30}{12} = 0{,}83\,\Omega$ betragen, und es wäre $J_1 : J_2 = 40 : 120 - 40$ und $J_1 + J_2 = 12\,A$, also $J_1 = 4\,A$ und $J_2 = 8\,A$. Man könnte auch statt des Transformators eine Drosselspule anwenden, die man so berechnet, daß sie 90 V verbraucht, so daß 30 V für die mit ihr in Reihe geschaltete Lampe übrigbleiben; allein dann werden den Leitungen die vollen 12 A entnommen, und es tritt eine Phasenverschiebung zwischen Strom und Spannung ein, die sich aus $12 \cdot 120 \cdot \cos\varphi = 12 \cdot 30$ berechnen läßt ($\cos\varphi = 0{,}25$). Deshalb vermeidet man besser die Anwendung solcher Drosselspulen, zumal sie nicht viel qilliger sind als ein Bogenlampentransformator.

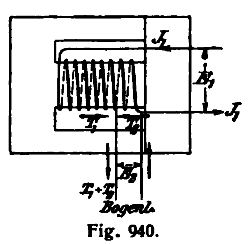


Fig. 940.

d) Betrieb der Bogenlampen.

Nach Heim beträgt der Kohlenabbrand bei Gleichstromlampen mit harten Stäben im Mittel für die + Kohle 0,42, für die — Kohle 0,17 ccm für die Ampèrestunde, bei Wechselstromlampen 0,21 ccm. Die Querschnitte wählt man so, daß bei Gleichstrom für die + Kohle etwa 4 A, für die — Kohle etwa 9 A, bei Wechselstrom für beide Kohlen etwa 10 A auf 1 qcm Querschnitt kommen. Hiernach würden sich für 8stündige Brenndauer als Kohlendimensionen ergeben: 1. für eine 10 A-Gleichstromlampe: obere Kohle 2,5 qcm Querschnitt entsprechend 18 mm Durchmesser und (wenn die Reste 4 cm lang sind) $\frac{8 \cdot 10 \cdot 0{,}42}{2{,}5} + 4 = 17{,}5$ cm Länge; untere Kohle 1,11 qcm Querschnitt, entsprechend 12 mm Durchmesser und $\frac{8 \cdot 10 \cdot 0{,}17}{1{,}11} + 4 = 16{,}5$ cm Länge. Eine Wechselstromlampe für 15 A mit 16stündiger Brenndauer würde einen Kohlenquerschnitt von 1,5 qcm entsprechend 14 mm Durchmesser erfordern, und die Länge wäre $\frac{15 \cdot 15 \cdot 0{,}21}{1{,}5} + 4 = 37{,}5$ cm.

Die mittlere Lichtstärke einer gewöhnlichen Gleichstrombogenlampe ist nach einer von Uppenborn aufgestellten Tabelle in Fig. 941 zeichnerisch als Funktion

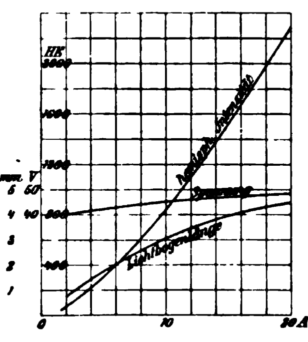


Fig. 941.

der Stromstärke dargestellt. Gleichzeitig sind die üblichen Längen des Lichtbogens und die zugehörigen Spannungen aus den betreffenden Kurven zu entnehmen. Die Verlängerung des Lichtbogens bei größeren Stromstärken ist wegen der dickeren Kohlen erforderlich, durch die sonst zuviel Licht zurückgehalten werden würde. Deshalb ist bei der Janduslampe der Lichtbogen 10 mm lang. — Wechselstrombogenlampen verbrauchen für dieselbe Lichtstärke ungefähr die $1^{1}/_{3}$fache elektrische Leistung, und da bei ihnen die Spannung durchschnittlich nur $^{3}/_{4}$ von derjenigen der Gleichstromlampe beträgt, entspricht einer gleichen Lichtstärke die $^{16}/_{9}$fache Stromstärke. Z. B. statt einer 8 *A*-Gleichstromlampe (566 HE) braucht man eine 14,2 *A*-Wechselstromlampe oder anstatt zweier 9 *A*-Gleichstromlampen (1276 HE) drei Wechselstromlampen zu 425 HE oder $\frac{18 \cdot 16}{3 \cdot 9} = 10{,}7$ *A* Stromstärke.

C. Das elektrische Glühlicht.

a) Arten und Konstruktion der Glühlampen.

Die elektrische Glühlampe besteht aus einem dünnen Faden aus Kohle (Edison), Osmium (Auer), Tantal (Siemens-Schuckert) oder einem Röhrchen aus den Oxyden der Erdmetalle, z. B. Magnesia mit Beimischung von Thoroxyd u. s. w. (Nernst). Da die Oxyde der Erdmetalle erst bei Glühhitze leiten, bedarf die Nernstlampe einer besonderen Vorrichtung zum Vorwärmen des Glühkörpers. Dagegen kann der Nernstsche Glühkörper in freier Luft glühen, während die der übrigen Lampen in ein luftleer gemachtes Glasgefäß eingeschlossen werden müssen. Die feinen Osmium- und Tantaldrähte müssen außerdem noch durch Ösen und Glasgestelle gestützt werden; die Osmiumlampe und die Nernstlampe können nur in vertikaler Lage gebraucht werden. Alle vier Arten können mit Gleich- oder Wechselstrom betrieben werden.

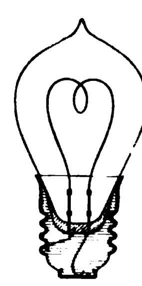


Fig. 942a.

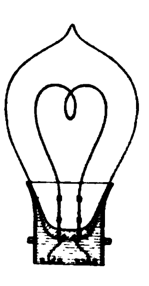


Fig. 942b.

Die Verbindung der im Vakuum befindlichen Glühfäden mit den Leitungen erfolgt durch kurze, in das Glas eingeschmolzene Platindrahtstücke, welche durch angelötete Kupferdrähte mit den Messingteilen des Lampenfußes verbunden werden. Die verbreitetsten Formen des letzteren sind der Edisonsche Gewindefuß und der Swansche Bajonettfuß (Fig. 942a und b); Gewindehülse und Bodenstück des ersteren und die beiden Bodenplättchen des letzteren sind mit den Kupferdrähten verlötet; untereinander und mit der Glasbirne der Lampe sind sie durch Gips verbunden. Der Anschluß an die Zuleitungen erfolgt durch Eindrehen der Füße in die entsprechenden Fassungen.

Bei der Nernstlampe ist vor dem Glühfaden ein Vorschaltwiderstand (dünne Eisendrahtspirale in einem luftleeren Glasröhrchen) und

ein kleiner Elektromagnet geschaltet; parallel zu ihr liegt die dicht am Glühkörper hinlaufende Heizspirale aus Platindraht, die sich durch die Wirkung des Elektromagnets selbsttätig ausschaltet, wenn der Strom im Glühkörper stark genug geworden ist.

b) Betrieb der Glühlampen.

Die Kohlenfadenglühlampe wird für Spannungen bis 220 *V* gefertigt; die normalen (horizontal gemessenen) Lichtstärken sind 5, 10, 16, 25, 35, 50, 100 HE. Sie liefert, je nach der Beanspruchung, 1 HE mit 2,5; 3; 3,5 bezw. 4 *W* Leistungsverbrauch. Beim Gebrauch nimmt die Lichtstärke infolge Änderung des Fadens und Schwärzung der Lampenglocke durch Kohlebeschläge um so rascher ab, je stärker der Faden beansprucht wird, so daß also ein Verlust von 20% der Lichtausbeute bei diesen verschiedenen Beanspruchungen nach durchschnittlich 150, 300, 450 bezw. 600 Brennstunden eintritt; das Durchbrennen des Fadens erfolgt durchschnittlich nach 360, 700, 1370 bezw. 2000 Stunden; ersetzt man also die Lampen, wenn die Lichtstärke um 20% abgenommen hat, durch neue, von denen das Stück 0,40 M. kostet, und kostet 1 KW-Stunde 0,50 M. bezw. 0,15 M., so würden 1000 Brennstunden einer 16 HE-Lampe kosten:

1 KW-Stunde 0,50 M.			
für 1 HE	Strom	Ersatz	Summe
2,5 W	20,00 M.	2,67 M.	22,67 M.
3 „	24,00 „	1,33 „	25,33 „
3,5 „	28,00 „	0,89 „	28,89 „
4 „	32,00 „	0,67 „	32,67 „

1 KW-Stunde 0,15 M.			
für 1 HE	Strom	Ersatz	Summe
2,5 W	6,00 M.	2,67 M.	8,67 M.
3 „	7,20 „	1,33 „	8,53 „
3,5 „	8,40 „	0,89 „	9,29 „
4 „	9,60 „	0,67 „	10,27 „

Je teurer also die elektrische Energie ist, um so stärker müssen die Lampen beansprucht werden: da aber stark beanspruchte Lampen auch weit stärker durch Spannungsschwankungen leiden, darf man bei Anschluß an Zentralen unter 2,5 W/HE nicht heruntergehen. Die gebräuchlichste Beanspruchung ist 3,1 — 3,5 W/HE.

Die Osmiumlampe verbraucht 1,45 W/HE bei mehr als 1000 Brennstunden. Sie liefert ein weißeres Licht als die Kohlefadenlampe, und ihre Lichtstärke vermindert sich beim Gebrauch nur sehr wenig. Nachteilig ist die niedere Spannung von nur 40 *V*; deshalb müssen in Gleichstromanlagen immer, je nach der Spannung, 3—6 hintereinander geschaltet werden. In Wechselstromkreisen kann man sich durch Abzweigen von Drosselspulen, entsprechend Fig. 943, sog. Divisoren, helfen.

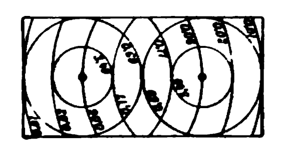
Die Tantallampe gibt ebenfalls ein weißeres Licht bei einem spezifischen Verbrauch von 1,5 W/HE, erreicht aber durchschnittlich nur 400 Brennstunden; die normale Spannung für dieselbe ist 110 *V*.

Fig. 943.

Die Nernstlampe verbraucht in ihren größeren Typen (Modell A) 1,5 W/HE, in den kleineren, welche sich in die gewöhnlichen Glühlampenfassungen einsetzen lassen, 1,7—1,8 W/HE. Sie liefert ein sehr weißes Licht und besitzt ebenfalls durchschnittlich etwa 400 Stunden Brenndauer. Die durchgeschmolzenen Glühkörper lassen sich einzeln ersetzen.

D. Verteilung der Lampen.

Für Höfe, Straßen und weite Hallen kommen die Reflexe der Grenzwände für die Beleuchtung nicht weiter in Frage, es wirkt fast nur die direkte Strahlung. Man kann hier die Beleuchtung berechnen, wenn man die Lichtverteilung in den Lampen durch ein Polardiagramm (Fig. 938) dargestellt hat. Man projiziert die Lampen auf die zu beleuchtende Grundfläche des Hofes und schlägt um die Projektionen mit den Radien $d = 10$ m, 20 m . . . Kreise (Fig. 944). Für jeden ergibt sich für die einzelnen Lichtquellen die Beleuchtung $E_d = \frac{J_\varphi}{h^2} \sin^3 \varphi$, und man findet die Beleuchtung der horizontalen Bodenfläche durch Addition der den einzelnen Lichtquellen entsprechenden E_d-Werte; für zwischenliegende Punkte interpoliert man. In dieser Weise stellt Fig. 944 die Beleuchtung eines Hofes von 40×80 qm durch zwei 9 m hoch hängende 9 A-Gleichstromlampen mit Klarglasglocken dar (Absorption = 6 %), wobei Kurve A (Fig. 938) benutzt worden ist.



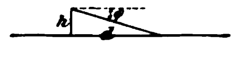


Fig. 944.

Für Bogenlicht nimmt man $h = 6$ bis 15 m, für Glühlicht 3 bis 4 m. Um eine möglichst gleichmäßige und schattenfreie Beleuchtung zu erhalten, verwendet man statt einer starken vorteilhafter mehrere schwächere Lampen, wobei man bei Bogenlampen immer möglichst so viel verwendet, daß die vorhandene Spannung durch die hintereinander geschalteten Lampen gerade ausgenutzt wird (z. B. bei 110—120 V Gleichstrom 2, 2×2, 3×2 u. s. w., oder, bei Verwendung von Dreischaltungslampen, 3, 2×3, 3×3 u. s. w.). Dabei kann man im Mittel nach Heim („Die Einrichtung elektrischer Beleuchtungsanlagen", Leipzig, O. Leiner) rechnen für:

Fabrikhöfe	0,3—0,5 HE	mittl. hemisph. Int. für 1 qm
Bahnhofshallen	0,5—1,0	„ „ „ „ „ 1 „
Markthallen	1,5 —2,5	„ „ „ „ „ 1 „
Fabrikhallen (Gießereien, Hüttenwerke) . . .	2—3	„ „ „ „ „ 1 „

oder es kommt eine Gleichstromlampe von

		4	6	8	9	10	12 A	
bei Fabrikhöfen	auf	500	900	1400	1600	2000	2700	qm Bodenfl
„ Bahnhofshallen	„	—	500	700	900	1100	1500	„ „
„ Markthallen	„	—	200	300	350	400	550	„ „
„ Fabrikhallen	„	80	150	230	270	320	450	„ „

Bei Beleuchtung von geschlossenen Räumen mit nicht zu dunklen Decken und Wänden spielt die indirekte Beleuchtung durch das diffus reflektierte Licht eine so wesentliche Rolle, daß sich die Beleuchtung nicht mehr sicher berechnen läßt. Bei Beleuchtung mit Bogenlampen kann man hier rechnen (Heim a. a. O.) für

Fabriksäle (Webereien, Spinnereien)	3—5 HE	mittl. hemisph. Int. für 1 qm
Restaurationen, Läden, Festsäle .	4—10	„ „ „ „ „ 1 „

oder eine Gleichstrombogenlampe von

		3	4	6	8	9	10 *A*	
bei Fabriksälen	auf	30	50	100	150	—	—	qm Bodenfläche
„ Restaurationen u. s. w.	„	15	25	45	65	—	90	„ „

Zu dieser allgemeinen Beleuchtung kommt in Arbeitsräumen noch die besondere Beleuchtung der einzelnen Arbeitsplätze, die dann meist durch Glühlampen erfolgt.

Eine sehr gleichmäßige und fast schattenfreie Beleuchtung erzielt man durch die sogenannte indirekte Beleuchtung mit Bogenlicht, bei welcher das Licht der Bogenlampe vollständig nach der ebenen und matt weiß gestrichenen Decke geworfen und von dieser dann diffus reflektiert wird; dadurch entsteht eine ähnliche Beleuchtung, wie die Tageslichtbeleuchtung bei bedecktem Himmel. Wo eine geeignete Decke nicht vorhanden ist, kann man die Lampen mit den Hrabowski'schen Oberlichtreflektoren versehen (Siemens-Schuckert-Werke). Für diese indirekte Beleuchtung muß man 20—30 % mehr Energieaufwand rechnen, als für direkte Beleuchtung durch Bogenlampen mit Milchglasglocken. Nach Uppenborn („Kalender für Elektrotechniker“) erzielt man bei ca. 4 m Zimmerhöhe auf der Fläche der Arbeitstische eine Beleuchtung von

10	Lux	bei	Aufwand	von	2,4	Watt	für	1	qm Grundfläche
20	„	„	„	„	3,5	„	„	1	„ „
30	„	„	„	„	4,6	„	„	1	„ „
40	„	„	„	„	6,7	„	„	1	„ „
50	„	„	„	„	8,6	„	„	1	„ „
60	„	„	„	„	10,7	„	„	1	„ „
70	„	„	„	„	13,2	„	„	1	„ „
80	„	„	„	„	16,4	„	„	1	„ „

Hiernach braucht man also für einen Zeichensaal von 90 qm Grundfläche, wenn die gewünschte Beleuchtung 50 *Lx* betragen soll, 90 × 8,6 = 774 *W*, oder etwa 2 Gleichstrombogenlampen zu 10 *A* oder 3 Wechselstrombogenlampen zu 12 *A*.

Für die allgemeine Beleuchtung mit Glühlicht genügt es zu rechnen (Heim a. a. O.) für

Wohnräume . . .	7—10 qm	auf	1	Lampe von	16 HE,
Gesellschaftsräume .	5—7 „	„	1	„ „	16 „

Die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft rechnet auf 1 qm Bodenfläche bei

Wohnungen,	in Salons	4—5	HE,
	„ Wohn- und Speisezimmern .	3—3,5	„
	„ Schlafzimmern	1,5—2	„
	„ Nebenräumen, Küchen . . .	1—2	„
Geschäftsräumen,	in Verkaufsläden	4—7	„
	„ Kontors und Lagern . . .	3—5	„
	„ Bureaux	5—6	„
Gastwirtschaften,	in Gesellschaftsräumen	5—7	„
	„ Fremdenzimmern	2—4	„
	„ Korridoren und Nebenräumen	1—1,5	„
	„ Wirtschaftsräumen	1—2	„
	„ Festräumen	9—13	„

Die Höhe der Lampen über dem Fußboden beträgt in Räumen bis zu 4,5 m Höhe 2—2,5 m. In mehr als 7 m hohen Sälen kann man die Höhe der Aufhängung etwa = 0,4 mal derjenigen des Raumes nehmen.

IV. Die Verteilung der elektrischen Energie.

A. Die Leitungen.

a) Verteilungssysteme.

Die elektrische Energie kann erstens verteilt werden in Form von Gleichstrom. Dabei beträgt die Spannung entweder 110—120 V, oder 220 V; die einzelnen Stromverbraucher sind parallel geschaltet (Zweileiteranlagen, Fig. 945a). Für größere Entfernungen der einzelnen Verbrauchsstellen schaltet man vorteilhafter zwei solcher Zweileitersysteme hintereinander, Fig. 945b; da die beiden gemeinsame Leitung, der sog. Mittel- oder Nullleiter, nur Ströme zu leiten hat, welche dem Unterschied in der Belastung der beiden hintereinander geschalteten Systeme entsprechen, kann sie geringeren Querschnitt erhalten als die beiden Außenleiter (gewöhnlich die Hälfte); eine solche Anlage heißt eine Dreileiteranlage. Dieselbe erlaubt mit etwa der $1^1/_4$fachen Kupfermenge die doppelte Menge elektrischer Energie auf demselben Gebiet zu verteilen. Die Spannung zwischen den Außenleitern beträgt bei der Dreileiteranlage 2×110 bezw. 120 oder 2×220 *V*.

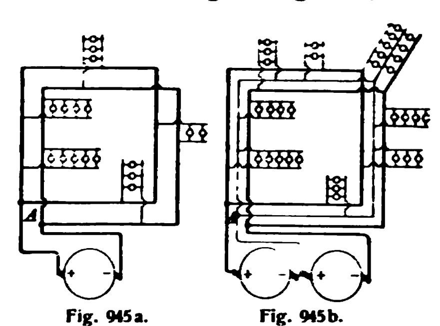


Fig. 945a. Fig. 945b.

Die Verteilung der elektrischen Energie kann zweitens erfolgen in Form von ein- oder mehrphasigem Wechselstrom. Da man solchen in ruhenden Wicklungen erzeugen kann, und da der Kollektor wegfällt, können die Spannungen erheblich höher werden (bis zu 30000 Volt); diese für den Konsumenten unbequem hohen und gefährlichen Spannungen werden durch Transformatoren auf die für den Gebrauch erforderliche Höhe herabgesetzt. Die Schaltung der Stromverbraucher kann beim einphasigen Wechselstrom nach dem Zweileiter- oder auch nach dem Dreileitersystem erfolgen. Beim Dreiphasenstrom schaltet man die einzelnen Lampengruppen entweder im Dreieck, wobei man nur drei Leitungen braucht (Fig. 946a, vergl. S. 1008), aber darauf achten muß, daß die Lampen immer möglichst gleichmäßig auf die drei Phasen verteilt sind. Oder man schaltet die Lampengruppen im Stern (Fig. 946b); bei ungleicher Belastung der Phasen muß hierbei noch ein vierter, dem Null-

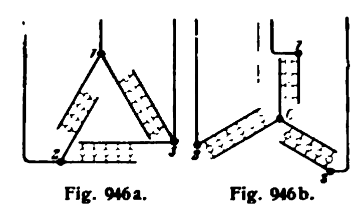


Fig. 946a. Fig. 946b.

leiter des Dreileitersystems entsprechender Ausgleichsleiter vorhanden sein, der aber ebenfalls nur die Stromunterschiede zu leiten hat und deshalb geringeren Querschnitt erhält.

Endlich kann man hochgespannten, am besten mehrphasigen Wechselstrom von der Erzeugungsstelle aus den einzelnen Verbrauchsgebieten zuführen und dort zum Betrieb von Motoren benutzen, welche ihrerseits wieder Gleichstromdynamos antreiben.

Das zuerst erwähnte Wechselstromsystem erfordert ununterbrochenen Maschinenbetrieb in der Zentrale, während die einzelnen Transformatoren keine besondere Wartung verlangen. Beim zweiten System kann man für den Nachtbetrieb in den Unterstationen Akkumulatorenbatterien aufstellen, also dann den Zentralenbetrieb unterbrechen, braucht aber Bedienungspersonal für die einzelnen Unterstationen.

b) Leitungsnetze.

Die Verteilungsleitungen für ein größeres Gebiet werden in Form von geschlossenen Ringen angelegt, die zusammen ein Netz bilden (Fig. 947, worin immer Hin- und Rückleitung durch eine einfache Linie dargestellt ist). Die Punkte 1, 2 . . . 7, A, B, C, D, in welchen drei oder mehr Leitungen zusammenstoßen, heißen **Knotenpunkte** des Netzes. Die Knotenpunkte A, B, C und D sind durch (punktiert gezeichnete) Leitungen mit der Zentrale Z verbunden, durch welche dem Netz der Strom zugeführt wird — **Speisepunkte** und **Speiseleitungen**. Das Verteilungsnetz ist, damit alle angeschlossenen Lampen richtig brennen, so zu berechnen, daß für keinen Punkt desselben die Spannung um mehr als 2% niedriger ist als in den Speisepunkten. Dagegen kann man für die Speiseleitungen von der Zentrale bis zu den Speisepunkten Spannungsverluste von höchstens 10—15% zulassen, um mit möglichst geringen Kupferquerschnitten auszukommen.

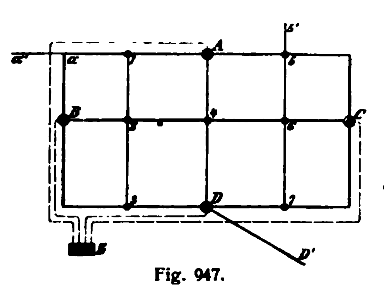


Fig. 947.

Der **Spannungsabfall** auf einer Strecke, die nur in ihrem Anfangspunkt Strom zugeführt erhält (DD', aa' u. 55') ist am größten für den Endpunkt. Sind i_1, i_2 . . . i_n die einzelnen Stromabnahmen (Fig. 948), w_1, w_2 . . . w_n die Widerstände der einzelnen Strecken (für Hin- und Rückleitung), so ist die Spannung am Endpunkt n um $\Delta_n = i_1 w_1 + i_2(w_1 + w_2) + \ldots i_n(w_1 + w_2 + \ldots + w_n)$ kleiner als am Anfangspunkt A. Sind $l_1, l_2 \ldots$ die Längen, q_1, $q_2 \ldots$ die Querschnitte der Teilstrecken, σ (= 0,0175) der spezifische Leitungswiderstand des Kupfers, so ist $w = \frac{2\sigma l}{q}$. Bei konstantem Querschnitt wird also

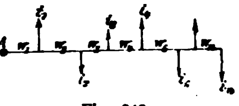


Fig. 948.

$$\Delta_n = \frac{2\sigma}{b}\left(i_1 l_1 + i_2(l_1 + l_2) + \ldots + i_n(l_1 + l_2 + \ldots + l_n)\right).$$

Die Produkte $i \Sigma l$ heißen die Momente der Abnahmeströme. Es ist auch anders geordnet

$$\Delta_n = w_1 (i_1 + i_2 + \ldots + i_n) + w_2 (i_2 + \ldots i_n) + \ldots + w_n i_n,$$

wo die Werte $J = \Sigma i$ die in den einzelnen Leiterstrecken fließenden Ströme, die Leiterströme bedeuten.

Liegt eine Stromabnahme i auf einer Strecke, die wie A, 4; 2, 4 u. s. w. von zwei Seiten Strom erhält (Fig. 949a), oder auf einem geschlossenen Ring mit einer Stromzuführung (Fig. 949b), so ist $J_1 w_1 = J_2 w_2$ der Spannungsabfall; außerdem ist $J_1 + J_2 = i$. Aus beiden Gleichungen folgt:

$$J_1 = i \frac{w_2}{w_1 + w_2}, \quad J_2 = i \frac{w_1}{w_1 + w_2}.$$

J_1 und J_2 sind die beiden Komponenten des Abnahmestromes i. Bei konstantem Querschnitt können statt der w die l gesetzt werden. Sind mehrere Abnahmeströme vorhanden, so zerlegt man jeden in seine beiden Komponenten und addiert letztere.

Besitzt im Falle der Fig. 949a der Endpunkt 1 eine um Δ höhere Spannungals 2, so fließt außerdem von 1 nach 2 der Ausgleichsstrom $J = \frac{\Delta}{w_1 + w_2}$, der sich zu den beiden Komponentensummen algebraisch addiert.

Um ein beliebig zusammengesetztes Leitungsnetz mit gegebener Belastung zu berechnen, bildet man für die einzelnen Strecken die Komponentensummen der Abnahmeströme, nimmt alsdann die Lage der Speisepunkte an, sowie die Spannungsverluste von diesen bis zu den Knotenpunkten, endlich die Verteilung der Ausgleichsströme. Daraus erhält man die Widerstände, und da die Längen gegeben sind, auch die Querschnitte der einzelnen Strecken. Letztere sind dann noch auf die Normalwerte des Verbandes deutscher Elektrotechniker abzurunden und, wenn die auftretenden Stromstärken die für den gewählten Querschnitt normierten Maximalwerte überschreiten, was bei kürzeren Strecken eintreten kann, noch entsprechend zu vergrößern. Die aus diesen Abweichungen von den berechneten Werten sich ergebenden Abweichungen von der der Rechnung zugrunde gelegten Strom- und Spannungsverteilung müssen alsdann unter der Annahme, daß die Spannungen in den sämtlichen Speisepunkten gleich seien, berechnet werden, was mittels eines Systems von linearen Gleichungen für die Spannungsverluste in den einzelnen Knotenpunkten geschieht; diese Gleichungen ergeben sich aus den Forderungen, daß für jeden Knotenpunkt, der nicht Speisepunkt ist, die Summe der zufließenden Ausgleichsströme gleich der Summe der Abnahmekomponenten sein muß. Hat man so die wirkliche Spannungsverteilung ermittelt, so kann man für die Speisepunkte die Ausgleichsströme berechnen; diese zu den Komponentensummen addiert geben alsdann die Stromstärken, welche den einzelnen Speisepunkten durch die Speiseleitungen zufließen müssen, also bei angenommenem Spannungsabfall in letzteren deren Widerstände und, da die Längen bekannt sind, die Querschnitte.

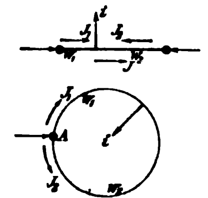


Fig. 949a und 949b.

Tabelle der Normalquerschnitte.

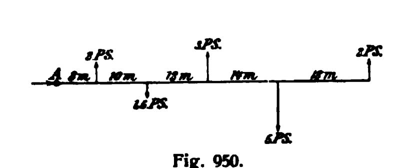
Querschnitt in qmm . . .	0,75	1	1,5	2,5	4	6	10
Zulässige Dauerbelastung der isolierten Leitung in *A* . .	4	6	10	15	20	30	40

qmm	16	25	35	50	70	95	120	150	185	240
A	60	80	90	100	130	165	200	235	275	330
qmm	310	400	500	625	800	1000				
A	400	500	600	700	850	1000				

Blanke Kupferleitungen von 70 bis 1000 qmm Querschnitt dürfen in geschlossenen Räumen mit 2 *A* pro qmm belastet werden; im Freien darf die Belastung eine höhere sein als eben angenommen, es sind aber nur Querschnitte von 6 qmm ab zulässig. Ebenso dürfen in der Erde verlegte Kabel höher belastet werden.

Beispiel: In einer Fabrik seien fünf Motoren an eine gemeinsame Leitung angeschlossen; Betriebsspannung 220 *V*. Leistung der Motoren:

1,5 PS	$\eta = 0,76$	$J = \frac{1,5 \cdot 735,5}{\eta \cdot 220} = 6,6\ A$
2 „	0,78	8,6 „
3 „	0,81	12,4 „
5 „	0,82	20,4 „


Fig. 950.

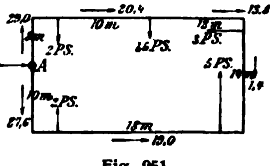


Fig. 951.

1. Offene Leitung mit Stromzuführung am Anfang (Fig. 950): Maximaler Spannungsabfall $\lesssim 6\ V$ angenommen.

$$\begin{aligned} 8,6 \cdot 8 &= 68,8 \\ 6,6 \cdot 18 &= 118,8 \\ 12,4 \cdot 30 &= 372 \\ 20,4 \cdot 44 &= 896 \\ 8,6 \cdot 62 &= 533 \end{aligned} \qquad 6 = \frac{0,035}{q} \cdot 1989 \text{ gibt } q = 11,6 \text{ qmm.}$$

Summe der Strommomente $= 1988,6\ A \cdot m$.

Schon der zu hohen Belastung der ersten Strecke (56,6 *A*) wegen muß $q = 16$ qmm genommen werden.

2. Ringleitung mit einer Stromzuführung (Fig. 951):

Komponentensummen von *A* nach

rechts	links
8,6 . 8 = 68,8	8,6 . 10 = 86
6,6 . 18 = 118,8	20,4 . 28 = 571
12,4 . 30 = 372	12,4 . 42 = 521
20,4 . 44 = 816	6,6 . 54 = 356,4
8,6 . 62 = 533	8,6 . 64 = 550
1989	2084

$$J_r = \frac{1989}{72} = 27,6\ A; \quad J_l = \frac{2084}{72} = 29\ A.$$

$$6 = \frac{0,035}{q}(27,6 \cdot 10 + 19 \cdot 18) = \frac{0,035}{q}(29 \cdot 8 + 10 \cdot 20,4 + 12 \cdot 13,8 + 14 \cdot 1,4).$$

Hieraus $q = 3,6$ qmm. Der Belastung wegen muß $q = 6$ qmm genommen werden.

Soll ferner A den Strom von einer 200 m entfernten Erzeugungsstelle mit 25 V Spannungsverlust zugeführt erhalten, so ergibt sich aus $25 = \frac{0{,}035}{q} \cdot 56{,}6 \cdot 200$ für q 16 qmm.

Bei Drehstrommotoren für 220 V Δ-Spannung hätte man $J = \frac{PS \cdot 735{,}5}{220 \cdot \sqrt{3} \cdot \eta \cos\varphi}$, wobei für

1,5 PS	$\eta = 0{,}75$	$\cos\varphi = 0{,}80$,	also $J = 4{,}825$ A
2 „	0,76	0,81	6,275 „
3 „	0,79	0,82	8,95 „
5 „	0,81	0,84	14,20 „

gesetzt werden kann. Dann erhält man für die Ringleitung einen Spannungsabfall von $\frac{6}{\sqrt{3}} = 3{,}46$ V (vergl. S. 1008) und daraus $q = 3{,}81$ qmm, wofür 4 qmm zu wählen sind. Die Leitung erfordert also dieselbe Kupfermenge (prop. 3×4), wie die für Gleichstrom (2×6). Dagegen würden die Anlagekosten für Drehstrom niedriger, da für die Motoren bis 3 PS die Anlasser entbehrlich sind. Es würden die Motoren ungefähr kosten:

Gleichstrom Nebenschluß 220 V.			Drehstrom 3×220 V		
PS	Motor	Anlasser	PS	Motor	Anlasser
1,5	370 M.	36 M.	1,5	240 M.	— M.
2	430 „	65 „	2	325 „	— „
3	510 „	86 „	3	390 „	— „
5	650 „	115 „	5	570 „	90 „

Gesamtkosten der 5 Motoren also:

Gleichstrom: 2757 M., Drehstrom: 1940 M.

Dazu kommt, daß die Drehstrommotoren wegen des Wegfalls des Kollektors weniger empfindlich sind.

c) Sicherungen, Schalter und Blitzableiter.

Gegen zu starke Erwärmung der Leitungen bei übermäßiger Beanspruchung dienen die Schmelzsicherungen, welche die zu stark belastete Leitung durch Abschmelzen unterbrechen sollen. Als Material dienen Zinn-Bleilegierungen, für Sicherungen bis 25 A auch vielfach Silberdrähte. Die Abschmelzdrähte müssen so bemessen sein, daß das Abschmelzen bei der doppelten Normalstromstärke der zu sichernden Leitung sicher und spätestens zwei Minuten nach Eintritt der Überlastung erfolgt. Außerdem wird von den Sicherungen bis 25 A verlangt, daß sie sich nicht gegen solche für höhere Stromstärken vertauschen lassen. Ferner darf der beim Abschmelzen entstehende Lichtbogen nicht längere Zeit fortbrennen, eine Forderung, die namentlich für Hochspannungssicherungen zu beachten ist. Sicherungen aus Drähten oder Streifen von weichen Metallen dürfen nicht direkt unter Klemmschrauben geklemmt werden, sondern müssen dazu angelötete Kupfer- oder Messingplatten besitzen.

Die Schalter dienen zum willkürlichen Unterbrechen einer Leitung, wenn die angeschlossenen Stromverbraucher außer Betrieb gesetzt werden sollen. Damit sich im geschlossenen Zustand die Metallteile derselben nicht zu stark erwärmen, müssen die den Stromschluß herstellenden Gleitkontakte unter genügend starkem Federdruck aufeinander gepreßt werden, und die Berührungsfläche muß so bemessen sein, daß auf 1 A 4—10 qmm Berührungsfläche kommen. Um eine gute Berührung in allen Punkten zu sichern, unterteilt man die eine Kontaktfläche, indem man das betreffende Kontaktstück aus einzelnen dünnen, federnden

Streifen aus hartgewalztem Kupfer zusammensetzt. Durch Öffnen des Schalters muß die abgeschaltete Leitung gänzlich spannungsfrei werden, d. h. es müssen beide, bei Drehstrom alle drei Leitungen unterbrochen werden. Nur solche Leitungen, welche im Interesse der Betriebssicherheit an Erde gelegt sind, dürfen weder durch Abschmelzsicherungen, noch durch Schalter unterbrochen werden. Auch bei den Schaltern darf der bei der Unterbrechung entstehende Lichtbogen nicht weiterbrennen. Deshalb reißt man die Kontaktstücke durch Federkraft rasch auseinander. Nur bei Leitungen mit hoher Selbstinduktion darf die Unterbrechung nicht zu plötzlich geschehen, damit nicht für die Isolation der angeschlossenen Apparate gefährliche Spannungen entstehen können; in solchen Fällen kann man zum eigentlichen Schalter einen solchen mit Kontakten aus Bogenlichtkohlen parallel schalten, die man nach dem Unterbrechen des ersteren langsam bis zum Verlöschen des Lichtbogens trennt. Um das Abreißen des Lichtbogens bei Gleichstromschaltern zu beschleunigen, kann man an der Unterbrechungsstelle ein starkes magnetisches Feld erzeugen, durch welches eine Kraft auf den Lichtbogen ausgeübt wird, die ihn zum Abreißen bringt (sog. Blasmagnete), oder man bedeckt die Trennungsstelle mit einer isolierenden Flüssigkeit.

Die Blitzableiter haben die Aufgabe, die Elektrizität eines Blitzschlags, der die Leitungen getroffen hat, sicher zur Erde abzuleiten, ehe sie in die Apparate (Dynamomaschinen u. s. w.) gelangen und diese durch Zerstörung der Isolation beschädigen können. Die Hauptschwierigkeit besteht in der Beseitigung des durch die Blitzentladung eingeleiteten Kurzschlußstromes zwischen Leitungen verschiedener Spannung über die Funkenstrecken der Blitzableiter hinweg. Bei Gleichstrom kann man diesen Kurzschlußstrom durch eine Magnetspule leiten, in deren magnetischem Feld die Funkenstrecke liegt, so daß durch das entstehende magnetische Feld der Lichtbogen ausgeblasen wird. Bei Wechselstrom benutzt man für Anlagen bis 500 V mit Vorteil die Tatsache, daß der Wechselstromlichtbogen bei Spannungen bis zu dieser Höhe zwischen dicken Metallelektroden nicht fortbrennt, indem man drei Walzen aus Metall parallel zueinander isoliert befestigt, von denen die erste mit der Leitung, die letzte mit der Erde verbunden ist, während die mittelste zwischen beiden die Verbindung vermittelt und durch einige Millimeter breite Luftspalte von ihnen getrennt ist. Gleich gut für beide Stromarten sind die sog. Hörnerblitzableiter zu verwenden, zwei isoliert voneinander befestigte, gebogene Kupferdrahtbügel, von denen der eine mit der Leitung, der andere mit der Erde verbunden wird (Fig. 952). Der Lichtbogen steigt, durch das von ihm selbst erzeugte magnetische Feld und durch den aufsteigenden Luftstrom getrieben, rasch an den Hörnern aufwärts und reißt ab, sobald er zu lang wird.

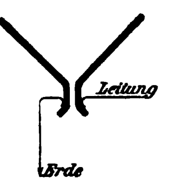


Fig. 952.

Die Erdleitungen sind, wie bei den Gebäudeblitzableitern, aus womöglich in das Grundwasser versenkten, verzinnten Kupfer- oder Eisenplatten herzustellen; kann man das Grundwasser nicht erreichen, so bettet man die Erdplatten in eine Schicht von grob zerstoßenem Koks. Bei felsigem Untergrund tun Netze aus verzinntem Kupfer-

draht gute Dienste, die man flach unter der Grasnarbe verlegt. Durch verzinnte Kupferleitungen sind diese Erdplatten sorgfältig an den Blitzableiter anzuschließen; die Erdleitungen sind öfter durch Bestimmung der Übergangswiderstände zu kontrollieren.

d) Die Isolation und Verlegung der Leitungen.

Als Leitungsmaterial dient vorwiegend Kupfer, seltener Aluminium und Eisen. Blanke Kupferleitungen werden bis 25 qmm Querschnitt als einfache Drähte verwendet; für die größeren Querschnitte werden eine entsprechende Anzahl dünnerer Drähte zu einem Seil zusammengedreht, weil der einfache Draht für die Verlegung zu steif ist.

Als Isolation für im Freien verlegte Leitungen empfiehlt sich nach Hackethal eine Umklöppelung mit einem Faserstoff, der mit einer Mischung von Mennige und Leinöl imprägniert ist. Die meisten anderen Isolierstoffe werden durch Witterungseinflüsse brüchig und rissig, so daß es sich für Freileitungen mehr empfiehlt, blanke Drähte zu verwenden. Dasselbe gilt für Räume mit sehr feuchter, insbesondere von sauren Dämpfen erfüllter Luft.

Für Innenräume werden dagegen isolierte Leitungen verwendet. Der massive Draht oder die aus einer größeren Zahl dünner Drähte zusammengedrehte Litze wird erst mit einer doppelten Baumwollumspinnung versehen. Die eigentliche Isolierung erfolgt entweder durch schraubenförmig darum gewickeltes Gummiband oder durch Umpressen mit einer nahtlosen Gummihülle. Die Gummiisolation wird durch Umklöppeln mit Jute oder Hanf geschützt, und diese Umklöppelung manchmal noch mit Asphalt imprägniert. Die so erhaltenen Leitungen werden als Gummibandleitungen oder -schnüre bezw. als Gummiaderleitungen oder -schnüre unterschieden. Für hohe Spannungen wird die Gummihülle entsprechend dicker gemacht (Spezialaderleitung). Werden die vorstehenden Gummiaderleitungen noch überdies mit einer Stahldrahtumklöppelung versehen und dadurch gegen mechanische Verletzungen besser geschützt, so nennt man sie gepanzerte Leitungen. Gegen chemische Einflüsse und Nässe schützt man dieselben durch Umpressen mit einem nahtlosen Bleimantel, der meist noch mit einer asphaltierten Faserumklöpplung versehen wird (blanke und asphaltierte Bleikabel). Werden letztere noch durch eine mehrfache Umspinnung bezw. Umwicklung mit Eisendraht oder -band gegen mechanische Verletzungen geschützt, so nennt man sie armierte Bleikabel.

Außer durch die Umhüllung werden die Leitungen meist noch durch die Art der Verlegung isoliert, indem sie auf Isolierglocken, -rollen, -ringen oder -klemmen aus Porzellan, Glas oder einem ähnlichen, haltbaren Material befestigt oder durch Isolierrohre geführt werden, welche aus mit Lack imprägniertem Papier hergestellt und der größeren mechanischen Festigkeit wegen meist noch mit Messing- oder Stahlblechmänteln versehen sind. Die zulässigen Verlegungsarten für die verschiedenartigen Leitungen sind durch die „Sicherheitsvorschriften für die Errichtung elektrischer Starkstromanlagen“ des Verbandes deutscher Elektrotechniker (Berlin bei Julius Springer) genau vorgeschrieben. Die wichtigsten Bestimmungen sind aus folgender Tabelle zu ersehen:

	Im Freien	In feuchten Räumen	Bei Anwesenheit von explosiven Gasen oder Dämpfen	Unter Putz	In trockenen Räumen
Blanke Leitung	Porzellanglocken, aufrecht; mindestens 6 qmm Querschnitt	Porzellanglocken, aufrecht;' mindestens 4 qmm Querschnitt	—	—	Porzellanglocken oder -rollen; mindestens 4 qmm Querschnitt
Gummibandschnüre	—	—	—	Isolierrohr mit Metallüberzug	Isolierrohr, Porzellanrollen, -klemmen oder -ringe
				nur bis 125 V zulässig (gilt für beide Spalten)	
Gummiaderschnüre	—	—	—	Isolierrohr mit Metallüberzug, Metallrohr ohne Isolation; nur bis 500 V zulässig	Isolierrohr, Porzellanrollen, -klemmen und -ringe; bis 1000 V zulässig
Gummibandleitung	Porzellanglocken	—	—	Isolierrohr mit Metallüberzug	Isolierrohr, Porzellanglocken, -rollen oder -klemmen
				bis 250 V zulässig (gilt für beide Spalten)	
Gummiaderleitung	Porzellanglocken, -rollen oder -klemmen	Porzellanglocken, -rollen oder -klemmen	Porzellanglocken	Isolierrohr mit Metallüberzug, Eisenrohr ohne Isolation; bis 500 V zulässig	Isolierrohr, Porzellanglocken, -rollen oder -klemmen; bis 1000 V zulässig
Blanke und asphaltierte Bleikabel	Porzellan- oder Metallklemmen mit weicher Unterlage	Porzellanrollen oder -klemmen	Porzellanrollen oder -klemmen	—	Porzellanrollen oder -klemmen

Die armierten Bleikabel dürfen überall verwendet werden; insbesondere dienen sie als unterirdisch verlegte Leitungen und werden dann für Wechselstrom mit zwei, für Drehstrom mit drei Adern ausgeführt, um die Entstehung von Wirbelströmen im Bleimantel und der Armierung zu verhindern.

B. Die Stromerzeugungsanlagen oder Zentralen.

a) Gleichstromzentralen.

Zur Erzeugung des Stromes dienen fast ausschließlich Nebenschlußmaschinen in Verbindung mit Akkumulatorenbatterien. Um die zur Ladung der letzteren erforderliche höhere Spannung zu erzeugen, benutzt man entweder, wenn die Ladung außer der Zeit des normalen Betriebs geschehen kann, Maschinen mit erhöhbarer Spannung

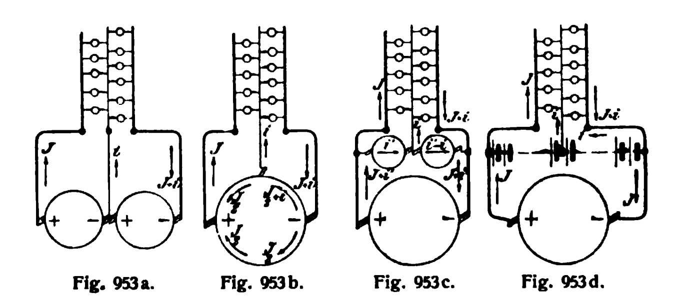


Fig. 953a. Fig. 953b. Fig. 953c. Fig. 953d.

(entweder durch Verstärkung des Magnetismus oder durch Erhöhung der Umlaufzahl) oder, wenn die den Ladestrom liefernde Maschine gleichzeitig Strom in die Leitungen zu liefern hat, Zusatzmaschinen, deren Anker mit denjenigen der Hauptmaschine in Reihe geschaltet wird. Letztere Anordnung ist für größere Anlagen unbedingt vorzuziehen. Zum Antrieb der Zusatzmaschine dient am besten ein direkt damit gekuppelter Elektromotor.

Für Dreileiteranlagen dienen zur Stromerzeugung entweder zwei Nebenschlußmaschinen mit in Reihe geschalteten Ankern (Fig. 953a, Hopkinson); die Erregerwicklung der positiven Maschine liegt parallel zur negativen, die der negativen parallel zur positiven Seite, da so bis zu einem gewissen Grade eine Selbstregulierung erzielt wird, indem bei steigender Belastung der einen Seite dort die Spannung sinkt, während sie auf der anderen steigt, somit der Magnetisierungsstrom auf der ersteren zu-, auf der letzteren abnimmt, wodurch sich die Unterschiede zum Teil von selbst ausgleichen. — Oder man verwendet eine sog. Dreileitermaschine, welche eine dritte Bürste für den Mittelleiter zwischen der positiven und negativen Bürste erhält, wodurch es ermöglicht wird, daß die eine Seite der Wicklung den

Unterschied i der Strombelastung beider Netzhälften abgibt (Fig. 953 b). Auch hier empfiehlt es sich, die Erregerwicklung für die positive Maschinenseite an die negative Netzseite und umgekehrt zu schalten. — Oder man verwendet eine gewöhnliche Dynamomaschine, welche die Summe der Spannungen beider Netzhälften erzeugt, und vollzieht die Spannungsteilung durch sog. Ausgleichsmotoren (Fig. 953 c, Siemens & Halske). Diese laufen bei gleicher Belastung beide leer als Motoren; bei einem Belastungsunterschied i verbraucht der Motor auf der schwächer belasteten Seite den Strom i', während der auf der stärker belasteten $i'-i$ verbraucht, also wenn $i > i'$ wird, als Stromerzeuger läuft und dabei vom Motor der anderen Seite angetrieben wird. Diese Ausgleichsmotoren können gleichzeitig zum Antrieb der Zusatzdynamo dienen. — Oder endlich man legt den Mittelleiter an die Mitte der parallel zur Dynamomaschine geschalteten Akkumulatorenbatterie und überträgt so dieser die Lieferung des Stromunterschiedes i (Fig. 953 d).

Eine besondere Art, der einen Ankerhälfte einer gewöhnlichen Dynamomaschine den Stromunterschied der beiden Netzhälften gesondert zu entnehmen, ist die folgende (Fig. 954): Zwei Punkte der Wicklung, die gleichzeitig die entgegengesetzten Bürsten passieren, sind mit zwei Schleifringen verbunden, an deren Schleifbürsten die Enden einer Drosselspule angeschlossen sind; deren Mitte ist mit dem Mittelleiter verbunden. Während der Anker in die Drosselspule Wechselstrom sendet, der wegen der hohen Selbstinduktion fast keine Energie verbraucht (Phasenverschiebung fast 90°, vergl. S. 1007), kann der Gleichstrom i, welcher in der einen Netzhälfte mehr verbraucht wird, die Drosselspule wegen ihres geringen Widerstandes fast ohne jeden Verlust passieren und so in die Ankerwicklung eintreten (Spannungsteiler von v. Dolivo-Dobrowolski).

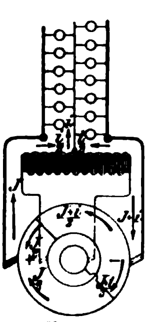


Fig. 954.

Eine Art von Dreileiteranlage, die sich namentlich für Fabriken mit Motoren empfiehlt, deren Umlaufzahl oft zwischen weiten Grenzen geändert werden muß, erhält man, wenn man zwei Dynamos mit ungleicher Spannung in Reihe schaltet. Gibt man z. B. der einen 110, der anderen 220 V und schaltet die Anker der Nebenschlußmotoren so, daß sie mittels eines Umschalters sowohl an 110, als an 220, als endlich an 330 V gelegt werden können, während die Magnetwicklung unverändert z. B. an 220 V liegen bleibt, so erhält man bei gleicher Zugkraft (d. h. gleicher Ankerstromstärke) Umlaufzahlen, die sich wie 1 : 2 : 3 verhalten. Die Zwischenabstufungen der Umlaufzahl erzielt man dann durch Änderung des magnetischen Feldes (siehe S. 1029).

Für den Antrieb von Motoranlagen einer Fabrik mit stark schwankender Belastung empfiehlt es sich, entweder der Dynamomaschine eine Kompoundwicklung zu geben oder, wenn man die stoßweise Belastung des Antriebsmotors ausgleichen will, eine gewöhnliche Nebenschlußmaschine mit selbsttätiger Spannungsregulierung zu verwenden, der man dauernd eine Akkumulatorenbatterie parallel schaltet, welche beim normalen Betrieb weder Strom liefert noch aufnimmt, bei plötzlichen

Überlastungen Strom hergibt, bei plötzlichen Entlastungen aber solchen als Ladestrom aufnimmt (**Pufferbatterie**).

Während diese Pufferbatterien immer in einem bestimmten Ladungszustande bleiben und darum ihre Klemmenspannung unverändert halten, geht bei den normal verwendeten Akkumulatorenbatterien während der Entladung die Spannung von etwa 2 auf 1,83 *V* zurück (S. 1013). Ihre Elementenzahl muß deshalb dem Entladungszustand entsprechend geändert werden, was durch Ab- und Zuschalter von Elementen mittels eines sog. **Zellenschalters** geschieht (Fig. 955). Derselbe besteht aus einer Anzahl (= Zahl der abzuschaltenden Elemente + 1) Kontaktknöpfen, welche mit den abzuschaltenden Elementen verbunden sind. Die Verbindung mit der Leitung vermittelt

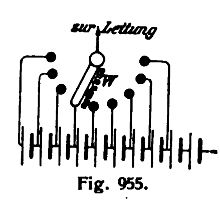


Fig. 955.

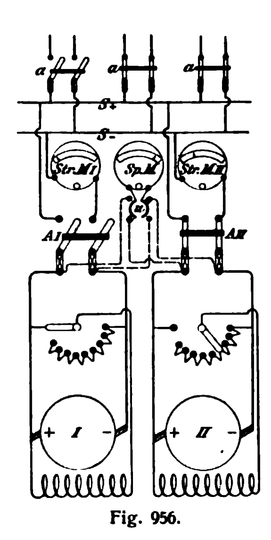


Fig. 956.

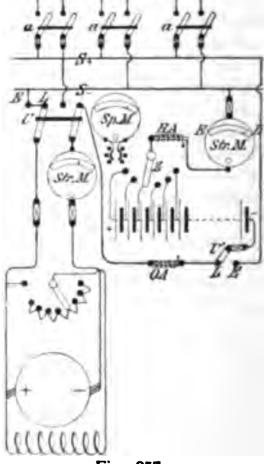


Fig. 957.

eine Kurbel. Da beim Ab- oder Zuschalten eines Elements der Strom nicht unterbrochen werden darf, müßte der Kurbelkontakt so breit sein, daß er gleichzeitig zwei Kontaktknöpfe berührt. Dann würde aber das zwischenliegende Element kurzgeschlossen sein. Um das zu vermeiden, ist ein von der Kurbel isolierter Nebenkontakt angeordnet, der durch einen Widerstand *W* mit ihr verbunden ist, welcher so bemessen ist, daß er bei 2 *V* gerade den Normalstrom der Elemente aufnimmt. Für geringere Stromstärken hat man auch Zellenschalter mit einfachem, zwei Kontaktknöpfe überbrückendem Kontakt, der durch Federdruck von einem zum nächsten geschnellt wird (Hartmann & Braun).

Alle zur Schaltung, Regulierung und Messung erforderlichen Apparate werden auf einer sog. Schalttafel in übersichtlicher Gruppierung zusammengestellt. Einige wichtigere Schalttafelschemas sind:

Fig. 956. Eine oder mehrere Nebenschluß- oder Kompoundmaschinen ohne Akkumulatoren. S_+ und S_- sind die Sammelschienen, an welche die einzelnen Leiterstränge durch 2polige Schalter und Bleisicherungen *a* angeschlossen werden. Jede Maschine erhält einen doppelpoligen Schalter *A* und einen Strommesser, während der Spannungsmesser gemeinsam ist und durch den Umschalter *u* an die Pole der einzelnen Maschinen angelegt werden kann.

Fig. 957. Eine oder mehrere Nebenschlußmaschinen und eine Akkumulatorenbatterie, die während des Ladens vom Netz abgeschaltet wird; letzteres ist bei nur einer Dynamo dann stromlos, bei mehreren besorgt eine das Laden, die anderen arbeiten auf das Netz. Als Maschinenschalter dient jetzt ein Umschalter *U*. In der Ladestellung ist der eine Pol der Maschine, wenn der Umschalter *U* auf Ladung steht, durch den Nullausschalter *OA* an den einen Pol der Batterie gelegt, während die anderen Pole beider an der einen Sammelschiene liegen bleiben. In die Leitung für die Batterie ist hier der Zellenschalter *Z*, der, je nachdem die Batterie geladen oder entladen wird, nach links oder rechts ausschlagende Strommesser derselben, eine Bleisicherung und unter Umständen noch zum besseren Schutz gegen Überstrom der Höchststromausschalter *HA* eingebaut. Letzterer schaltet aus, wenn die Lade- oder Entladestromstärke zu hoch wird, der Nullausschalter dagegen verhindert, daß die Maschine aus der Batterie Rückstrom erhalten kann, wenn sie aus irgendeiner Ursache die Spannung verlieren sollte, indem er ausschaltet, wenn der Strom nahezu auf Null gesunken ist. — Die Anzahl *n* der Schaltzellen berechnet sich aus der Forderung, daß sowohl die geladene, als die entladene Batterie die normale Klemmenspannung *P* liefern muß, d. h. $1{,}83\ N = P = 2{,}11\ (N - n)$ oder $n = 0{,}135\ N$; z. B. für $P = 110\ V$ ist $N = 60$ und $n = 8$.

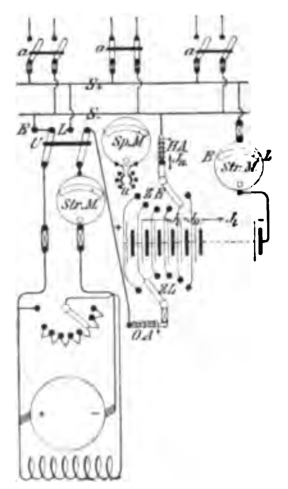


Fig. 958.

Fig. 958. Eine oder mehrere Nebenschlußmaschinen und eine Akkumulatorenbatterie, welche beim Laden am Netz liegen bleibt und für dieses als Spannungsregulator dient. Jetzt sind zwei Zellenschalter, einer für die Entladung (*ZE*) und einer für die Ladung (*ZL*) erforderlich. Liefert jetzt die ladende Maschine noch außer dem Ladestrom J_l den Strom J_n ins Netz, so fließt durch die Schaltzellen zwischen den beiden Schalthebeln die Summe $J_n + J_l$, welche den für die Batterie zulässigen Höchstwert nicht überschreiten darf. Da die Ladung meist

bei geringster Netzbelastung, also niedrigstem P ausgeführt wird, bei der Entladung aber der höchste Wert P' auch bei nahezu entladener Batterie erreicht werden soll, so hat man jetzt $1{,}83\,N = P'$ und $2{,}7\,(N - n) = P$; z. B. sei $P = 220\,V$, $P' = 246{,}4\,V$, so wird $N = \frac{246{,}4}{1{,}83} = 135$ und $n = \frac{P' - P + 0{,}87\,N}{2{,}7} = \frac{143{,}8}{2{,}7} \sim 54$. Da man bei Anlagen mit $220\,V$ immer je zwei Zellen ab- und zuschaltet, so wird die Zahl der Kontakte jetzt $27 + 1 = 28$.

Fig. 959. Dreileiteranlage mit einer oder mehreren einfachen Nebenschlußmaschinen für die doppelte Netzspannung, zwei doppelten Zellenschaltern und einer Zusatzmaschine. Die Batterie besorgt auch

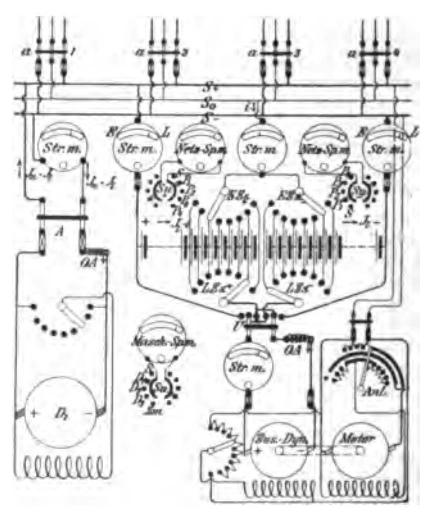


Fig. 959.

während des Ladens die Spannungsteilung und -regulierung. Ist z. B. die positive Netzhälfte um $i\,A$ stärker belastet als die negative, so fließt diese Differenz zusammen mit J_l durch die negative Batterieseite. Die Schaltzellen werden unabhängig von der übrigen Batterie mit der Zusatzmaschine mit beliebiger Stromstärke geladen. Es darf hierbei $J_l + i$ die größte zulässige Ladestromstärke nicht übersteigen. Vermittels des Umschalters U kann die Zusatzmaschine auch verwendet werden, um die positive oder negative Batterieseite allein zu laden, wenn sie einmal stärker entladen sein sollte. Zu jeder Maschine gehört ein Ausschalter A, ein Minimalstromschalter $O\,A$ und ein Strommesser. Für die Maschinen ist ein gemeinsamer Spannungsmesser mit Umschalter da; mittels des letzteren kann dieser sowohl an die Pole der einzelnen Dynamos, als auch an die Sammelschienen S_+ und S_- angelegt werden. Jede Batterieseite erhält ihren besonderen, nach beiden

Seiten ausschlagenden Strommesser; der Strommesser für den Nullleiter ist nicht unbedingt erforderlich. Ferner sind zwei Netzspannungsmesser erforderlich, die mittels der Umschalter S_{u+} und S_{u-} zwischen S_+ und S_0 bez. S_- und S_0, sowie zwischen den Nullleiter und den entsprechenden Außenleiter der einzelnen Speisepunkte P_1, P_2 ... geschaltet werden können.

b) Wechselstromzentralen.

Als Stromquellen kommen hier außer den eigentlichen Wechsel- bezw. Drehstromdynamos noch die für die Erregung erforderlichen Gleichstrommaschinen in Frage. Dieselben sitzen gewöhnlich mit den ersteren direkt auf derselben Welle.

Zu dem Strom- und Spannungsmesser tritt hier als Meßinstrument noch der Leistungsmesser sowie ein Strommesser für den Erregerstrom. Zur groben Regulierung des letzteren dient der Nebenschlußregulator, zur feinen ein in den Erregerstromkreis der Wechselstrommaschine eingeschalteter Hauptstromregulator. Wenn mehrere Wechselstrommaschinen vorhanden sind, welche parallel geschaltet werden müssen, so tritt zu den obigen Meßinstrumenten noch der Phasenvergleicher (S. 1032) sowie eine Einrichtung, um von der Schalttafel aus den Gang der Antriebsmotoren für die parallel zu schaltenden Maschinen zu regulieren. — Besondere Sorgfalt ist hier bei Hochspannungsanlagen (1000 *V* und mehr) auf die Isolation der Schalter sowie auf die Anordnung der Sicherungen zu verwenden. Für die Meßinstrumente wird tunlichst mittels Transformatoren die Hochspannung auf eine nicht lebensgefährliche Höhe reduziert (s. die „Sicherheitsvorschriften u. s. w." unter „Hochspannung").

c) Wahl der Stromart.

Nicht bloß für größere Verteilungsnetze, sondern auch für Fabrikanlagen empfiehlt es sich unbedingt, das Verteilungsnetz für den Motorenstrom von dem für den Beleuchtungsstrom zu t r e n n e n, da sonst die durch den Motorenbetrieb verursachten Spannungsschwankungen sich in unangenehmer Weise beim Licht bemerklich machen würden. Für Elektromotoren bietet der Drehstrom vor allen Dingen den Vorteil, daß die Anlagekosten geringer sind, die Betriebssicherheit der Motoren aber größer ist als beim Gleichstrom. Dagegen bietet der Gleichstrom die Annehmlichkeit, daß bei Anwendung von Akkumulatoren auch bei Stillstand der Antriebsmotoren Strom zur Beleuchtung und für Motorenbetrieb zur Verfügung steht. Ferner wird beim Gleichstrombogenlicht die elektrische Energie besser ausgenutzt; endlich gestatten die Gleichstrommotoren eine viel wirtschaftlichere und ausgiebigere Regulierung der Umlaufzahl. Der Gleichstrom verdient also den Vorzug bei ausgedehnter Beleuchtung mit Bogenlicht und bei Betrieben, die an die Regulierung der Umlaufzahl der Motoren besonders hohe Anforderungen stellen. Um für die Beleuchtung den Vorteil der Unabhängigkeit vom Fabrikbetrieb zu erhalten, wird man

zweckmäßig wenigstens einen Teil der Beleuchtungsanlage mit Gleichstrom betreiben, vor allem die Notbeleuchtung und diejenige für die Bureaux, und wird für diesen Zweck bei einer Wechselstromanlage einen Umformer und eine Akkumulatorenbatterie aufstellen.

Für ausgedehntere Fabrikanlagen wird man sowohl bei Gleich- als bei Drehstrom eine Spannung von 440—500 *V* verwenden, um die Leitungskosten möglichst zu reduzieren. Für die Beleuchtung würde dann beim Gleichstrom eine Dreileiteranlage mit 2 × 220 *V* in Frage kommen, während die Drehstromspannung durch Transformatoren beliebig reduziert werden kann.

Achter Abschnitt.

Die wichtigsten Hochbau-konstruktionen.

Bearbeitet von Professor Wagner, Lehrer an den technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

A. Tabellen.

Nachstehende Zahlenwerte gelten im allgemeinen für ruhende Belastung.

Bei sich bewegender Belastung, namentlich wenn das Material Stöße auszuhalten hat, wählt man die niedrigsten Zahlenwerte.

Die größten Zahlenwerte sind bei Bauten, die nur einige Jahrzehnte stehen sollen, zulässig.

Das Zeichen ‖ bedeutet parallel zur Holzfaser, ⊥ bedeutet winkelrecht zur Holzfaser.

1. Zulässige Beanspruchungen in kg/qcm.

	Druck	Zug	Schub	Elastizitätsmodul E	Sicherheitsgrad $\mathfrak{S}$
Sandstein im allgemeinen .	15 bis 30	.	.	.	.
Kalkstein (Marmor) im allgemeinen	24 „ 25	.	.	.	.
Granite im allgemeinen . .	40 „ 50	.	.	.	.
Ziegelmauerwerk im allgemeinen	7 „ 15	.	.	.	.
Gewöhnliches Ziegelmauerwerk in Kalkmörtel . .	7	.	.	.	.
Gewöhnliches Ziegelmauerwerk in Zementmörtel .	7,5 bis 10	.	.	.	.
Gutes Ziegelmauerwerk in Zementmörtel	8 „ 12	.	.	.	.
Bestes Klinkermauerwerk in Zementmörtel	15 „ 20	.	.	.	.

	Druck	Zug	Schub	Elastizitätsmodul E	Sicherheitsgrad $\mathfrak{S}$
Gewöhnliches Bruchsteinmauerwerk in Kalkmörtel	4	.	.	.	.
Gewöhnliches Bruchsteinmauerwerk in Zementmörtel	5 bis 8	.	.	.	.
Lagerhaftes Bruchsteinmauerwerk in Zementmörtel	10	.	.	.	.
Beton im allgemeinen (größere Massen) . . .	20 bis 35	.	.	.	.
Betonmauerwerk zu Tage	wie Ziegelmauerwerk	.	.	.	.
Gewöhnl. Ziegelgewölbe .	5 bis 7,5	0	.	.	.
Gutes Ziegelgewölbe in Zementmörtel	10 „ 12	1	.	.	.
Betongewölbe	12 „ 18	2	.	.	.
Zementbetongewölbe mit Eiseneinlage	20	bis 8	.	.	.
Gewachsener guter Baugrund im allgemeinen .	2 bis 2,5	.	.	.	.
Feuchter Sand und weicher Ton	bis 1	.	.	.	.
Trockner Sand und fester Ton	2 bis 4	.	.	.	.
Festgelagerter Kies und Sand	3 „ 6	.	.	.	.
Bauholz im allgemeinen. .	60 (bis 100)	(60 bis) 100	∥ 6 (bis 9) ⊥ 12 (bis 16)	100 000 bis 120 000	10
Nadelholz	60	80	∥ 10 ⊥ 20	.	.
Eichen- und Buchenholz .	70	100	∥ 15 ⊥ 30	.	.
Gußeisen	500	250	200	1 000 000	8
Schmiedeisen	750 bis 1000	750 bis 1000	600	2 000 000	5

NB. Bezüglich der Zerdrückungsfestigkeit ergeben neuere Untersuchungen folgende Zahlengrenzen:

Sandsteine	etwa zwischen	230	und	1800	kg/qcm,
Kalksteine	„ „	200	„	1770	„
Granite	„ „	1580	„	3100	„

bei Ziegeln ist zu erreichen:

gewöhnliche Ziegel	etwa	200	bis	300	kg/qcm,
Verblender . . .	„	300	„	500	„
Klinker	„	450	„	600	„

2. Eigengewichte in kg/cbm.

Ziegelmauerwerk	1600 bis 1800	Schlackenbeton	1000 bis 1300
Verblend- u. Klinkerziegelmauerwerk	2000	Schlacken, Steinkohlenasche	600 „ 850
Ziegelmauerwerk aus gelochten oder porösen Steinen	1100 bis 1500	Mauerschutt	1400
Bruchsteinmauerwerk im allgemeinen	1900 „ 2500	Erde, Lehm	1400 bis 1600
Sandsteinmauerwerk	2100 „ 2500	Sand, Kies	1400 „ 1800
Kalksteinmauerwerk	2000 „ 2600	Asphalt	1200 „ 1500
Granitmauerwerk	2700 „ 2800	Stampfasphalt	2000 „ 2100
Ziegelbeton	1800	Terrazzo	2200
Granitbeton	2500	Gipsdiele	1000
		Schwemmstein	850
		Korkstein	330
		Xylolith	1400

Eichenholz	800	Schweißeisen	7800
Buchenholz	750	Flußeisen	7850
Lärchenholz	650	Gußeisen (Roh-)	7250 bis 7300
Kiefernholz	600 bis 650	Blei	11400
Tannenholz	550 „ 600	Kupfer	8000 bis 8900
Fichtenholz	500	Zink	6800 „ 7200

B. Mauerwerk.

Mauerwerk kann hergestellt werden:

aus ungeformten Massen, Beton, Stampfmauerwerk, Pisé . . .;

aus natürlichen Steinen, unregelmäßig und wenig bearbeitet, sog. Bruchsteinmauerwerk. 1 cbm erfordert 1,25 bis 1,3 cbm aufgesetzte Steine;

aus natürlichen Steinen, regelmäßig bearbeitet zu Werksteinen, Quadern u. s. w., sog. Werk- oder Hausteinmauerwerk;

aus künstlichen Steinen, Ziegel, Klinker, Chamottsteine, Verblender u. s. w., und zwar voll, gelocht, profiliert als Formsteine, in allen Farben, glasiert, hart und weich gebrannt, u. s. w. u. s. w. im allgemeinen Ziegelmauerwerk.

Durch Läufer- und Binderwechsel erzielt man guten Steinverband, in der Regel ist Mörtelverband (Kalk-, Zementmörtel u. s. w.) erforderlich, und in einzelnen Fällen kommt der mechanische Verband mittels Dübel, Anker, Klammern u. dergl. zur Anwendung.

Mauerwerk braucht man nicht nur zur Wandbildung und deren Gründungen, sondern man kann damit auch den Fußboden bilden, und zwar als Pflaster, Täfelung, Betonierung, Estrich, Terrazzo u. s. w.; oder es bildet die Decke als Gewölbe (s. unter G) oder als Steindecke im allgemeinen (s. unter F).

Für den Fabrikbau ist das Ziegelmauerwerk am wichtigsten.

Das deutsche **Normalziegelformat** beträgt:

Länge = 25 cm (1 Stein), Breite = 12 cm ($^1/_2$ Stein), Dicke = $6^1/_2$ cm ($^1/_4$ Stein). Stoßfugen = 1 cm, 13 Schichten = 1,00 m hoch; 1 cbm Mauerwerk erfordert 400 Steine.

$^1/_2$ Stein starke Mauer	= 12 cm,	
1 " " "	= 25 "	12+1+12=25
$1^1/_2$ " " "	= 38 "	25+1+12=12+1+25
2 " " "	= 51 "	25+1+25=12+1+25+1+12
$2^1/_2$ " " "	= 64 "	25+1+25+1+12=12+1+25+1+25
3 " " "	= 77 "	25+1+25+1+25=12+1+25+1+25+1+12
$3^1/_2$ " " "	= 90 "	u. s. w.
4 " " "	= 103 "	

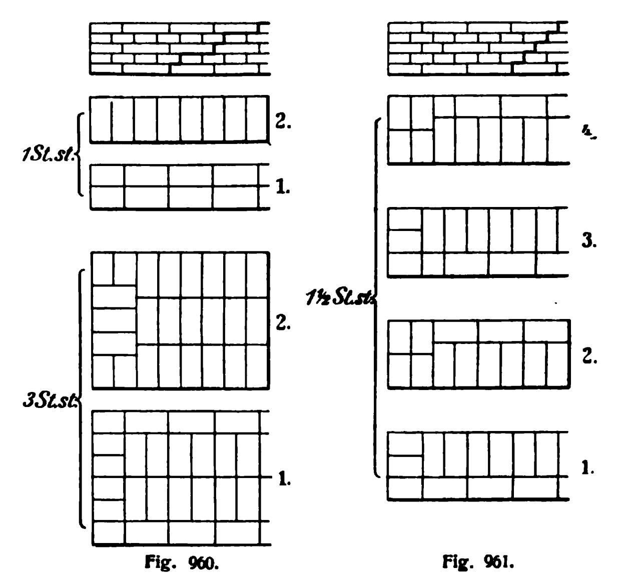


Fig. 960. Fig. 961.

An Ecken sind $^3/_4$ Steine erforderlich. Die wichtigsten Verbände sind **Blockverband** (Fig. 960) und **Kreuzverband** (Fig. 961). Bei beiden wechseln Läuferschichten mit Binderschichten ab, und die Stoßfugen gehen geradlinig durch die ganze Mauerdicke hindurch.

Man unterscheidet:

Umfassungsmauern, deren dünnste zulässige Stärke im obersten (Dach-)Geschoß 1 bis $1^1/_2$ Stein beträgt, die Zunahme in jedem Geschoß abwärts je um $^1/_2$ Stein; ausnahmsweise können auch zwei Geschosse eine und dieselbe Mauerdicke haben.

Fachwerksmauern, welche $^1/_2$ Stein stark mit eingebundenen hölzernen Säulen, Streben und Riegeln hergestellt werden.

Mittelmauern von $1^1/_2$ bis 2 Stein stark, zum Auflegen der Balken, Kanäle unterzubringen u. s. w.

Scheidemauern von $^1/_2$ bis 1 Stein stark, im ersteren Falle in der Regel Fachwerkswand.

Giebel, Brandmauern, Kommunmauern sind mindestens 1 Stein stark im Schilde; bei sehr langen Gebäuden sind etwa alle 25 m besondere Brandgiebel anzuordnen, die mindestens bis unter die Eindeckung reichen müssen.

Isoliermauern dienen zur seitlichen Abhaltung von Feuchtigkeit bei Umfassungsgrundmauern.

Alle Gebäudemauern sollten etwas über Terrainhöhe eine wagerecht eingelegte Isolierschicht (am besten von Asphalt, 1 bis $1^1/_2$ cm stark) erhalten, um die aufsteigende Feuchtigkeit abzuhalten.

Futtermauern haben gewachsenen Boden vor seitlichem Ausweichen zu schützen.

Stützmauern sollen Aufschüttungen vor dem Abrutschen bewahren.

Einfriedigungsmauern sind freistehende Mauern, welche der Stabilität wegen bei größeren Längen mit Schäften (Knotenpunkten) anzuordnen sind. Schaft und Schild.

Für Fabrikbauten und Werkstätten ist in der Regel der Rohziegelbau dem Putzbau vorzuziehen.

Die Anordnung von Schäften zwischen den Öffnungsachsen gibt dem ganzen Gebäude größere Festigkeit und wohlfeile charakteristische Architektur.

Ein Zusammensetzen aller Mauern ist unvermeidlich, doch muß dieses „Setzen" ganz gleichmäßig erfolgen. Es ist sicherer, wenn diese Senkung vor der Benutzung eines Gebäudes vorüber ist. Daher soll man auch starke und sehr hohe Mauern nicht zu schnell bauen.

Bei Mauerwerk wird Belastung (P) + Eigengewicht (G) = Grundfläche $(F) \times$ zulässige Beanspruchung (k_d); also $F = \frac{P+G}{k_d}$.

C. Mauerdurchbrechungen.

a) Allgemeines.

Die Überdeckung von Mauerdurchbrechungen kann geschehen:

1. durch wagerechte Abdeckung mittels Stein, der auf seine freie Länge entlastet werden muß (Entlastungsfuge) oder mittels eiserner Träger, besonders I geeignet;
2. durch Überkragung, vorkragende Steine. Im Ziegelbau läßt sich hier durch Vorstreckung einzelner Schichten viel erreichen;
3. durch Spreizung, Aneinanderlehnung zweier Steine;
4. durch Wölbung. Der gewölbte Ziegelbogen 1 bis $1^1/_2$ Stein stark für jede Mauerdicke. (Fig. 962 a = 1 Stein stark, Fig. 962 b = $1^1/_2$ Stein stark.) Die größte Rolle spielt der 1 Stein starke Ziegelbogen zur Entlastung = Entlastungsbogen.

Bei jeder Wölbkonstruktion ist zu unterscheiden:

das Widerlager, d. i. der Mauerkörper, auf dem die Wölbung ruht und Druck ausübt;

die Stirn, Stirnflächen (Haupt), das sind die ebenen lotrechten Endflächen in den Mauerfluchten;

der Kämpfer, d. i. die Linie, in welcher die Wölbung am Widerlager ansetzt;

die Spannweite, d. i. die kürzeste wagerechte Entfernung zwischen den beiden Kämpferlinien;

die Laibung, d. i. die innere gewölbte Fläche;

der Rücken, d. i. die äußere gewölbte Fläche;

der Scheitel, d. i. der höchste Punkt in der Laibung;

der Pfeil oder die Stichhöhe, d. i. die lotrechte Entfernung zwischen Scheitel und Kämpfer.

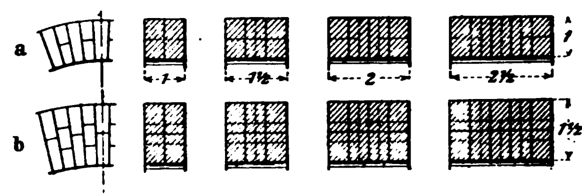


Fig. 962.

Die Wölblinie ist im Fabrikbau sehr häufig der Stichbogen; man mache die Pfeilhöhe $p = \frac{1}{7}$ bis $\frac{1}{8}$ der Spannweite s, also $s =$ Halbmesser (Fig. 963).

Die halbkreisförmige Wölblinie ergibt den sog. Rundbogen (Fig. 964), bei dem der Halbmesser $= p = \frac{s}{2}$ ist.

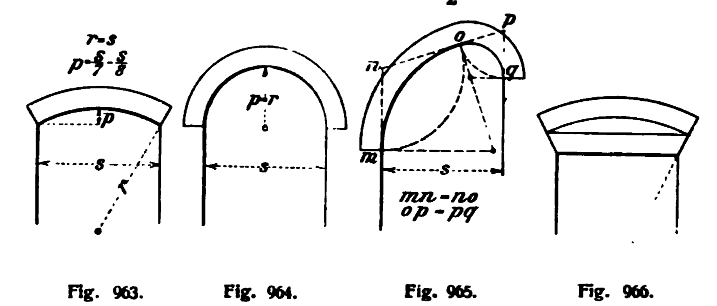


Fig. 963. Fig. 964. Fig. 965. Fig. 966.

Liegen die beiden Kämpfer verschieden hoch, so erhält man einen sog. ansteigenden Bogen; Fig. 965 zeigt eine derartige Konstruktion.

Die seltener zur Anwendung kommenden elliptischen, Korb- und andere Bögen seien nur erwähnt. Fig. 966 zeigt den sog. scheit-

rechten Bogen, der bei wagerechter Wölbung entsteht; er muß durch Entlastungsbogen vor Druck bewahrt werden.

Fig. 967 führt einige Kämpferbildungen vor Augen.

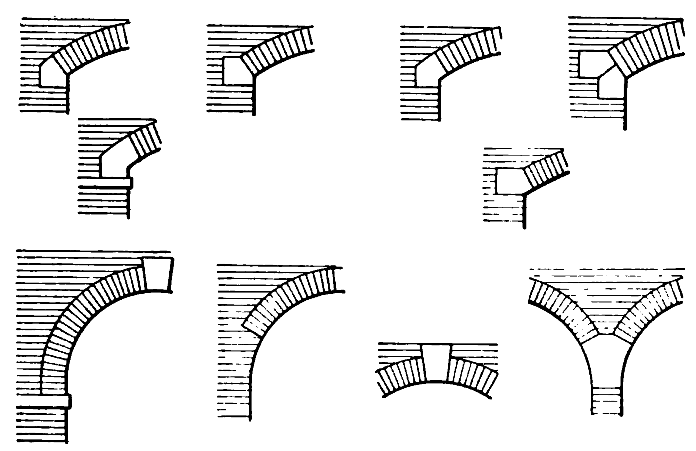


Fig. 967.

b) Türöffnungen mit steinerner Einfassung (Fig. 968 und 969).

Die Einfassung kann zwar gemauert sein, wird aber am besten aus besonders zugerichteten Werksteinen hergestellt, die die Öffnung an der Außenseite einrahmen, während innen durch Anordnung des sog. Maueranschlages Gelegenheit zum Anschlagen der Tür selbst gegeben wird.

Die Einfassung besteht aus:

1. Schwelle oder Sohlbank: $1^1/_2$ bis 2 cm über Fußbodenhöhe; sie muß hohl liegen;
2. 2 Gewände: 16 bis 18 cm breit und 18 bis 20 cm stark. Anschlag 10 bis 12 cm;
3. Sturz: entweder wagerecht oder in Bogenform (wie in der Fig. 968) von derselben Abmessung wie vorher.

Dieses steinerne Türgerüst muß durch gewölbten Bogen (oder durch Eisenkonstruktion) entlastet werden.

In der Regel wird bei Türöffnungen in der Umfassung die Tür nach innen schlagen müssen, und zwar schlägt sie dann entweder stumpf auf die Steineinfassung (Fig. 969a) oder sie schlägt in Steinfalz (Fig. 969b), oder man wendet einen Blendrahmen an, wobei Holz auf Holz schlägt und ein dichterer Verschluß erzielt wird (Fig. 969c).

Bei Türen in Umfassungsmauern, welche nach außen schlagen müssen, kann auch die steinerne Türeinfassung von der äußeren Mauerflucht zurückgesetzt werden, so daß innen und außen ein Anschlag entsteht (Fig. 969d).

c) Fensteröffnung (Fig. 970, 971, 972).

Die Einfassung der Öffnung kann für Fabrikgebäude wie in Fig. 970 gemauert sein, doch ist die kostspieligere Ausführung mit Werkstein-einfassung (auch nur teilweise) selbstverständlich nicht ausgeschlossen

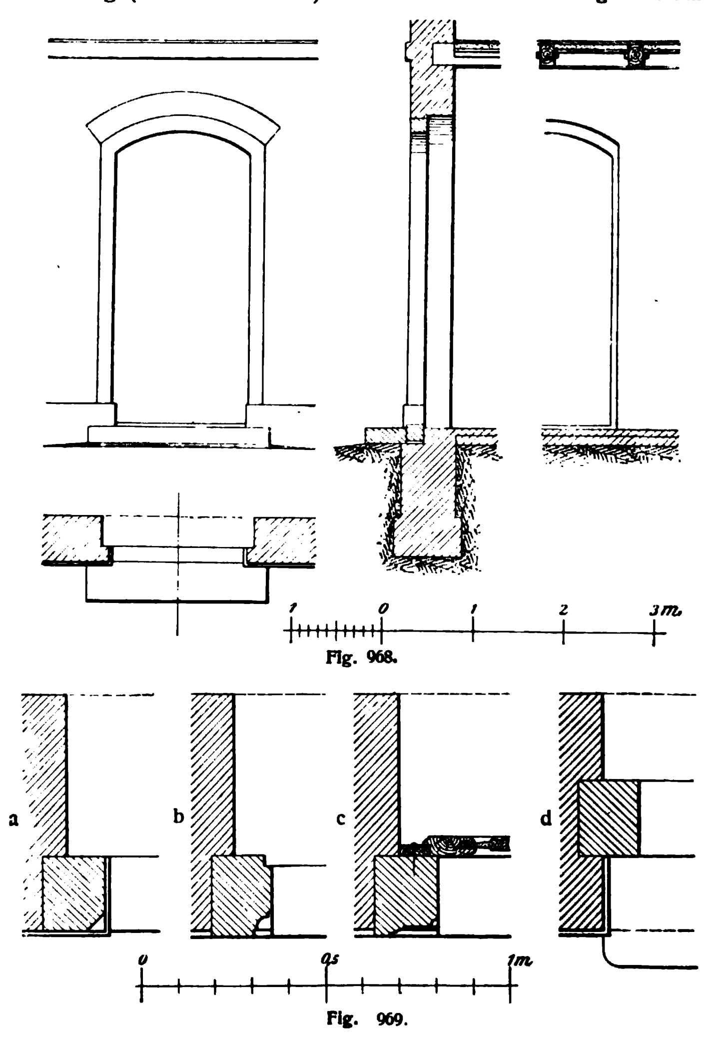


Fig. 968.

Fig. 969.

und kann zur Belebung der Fassade gute Dienste leisten. In diesem Falle sind die einzelnen Teile wiederum: Sohlbank, 2 Gewände und der Sturz.

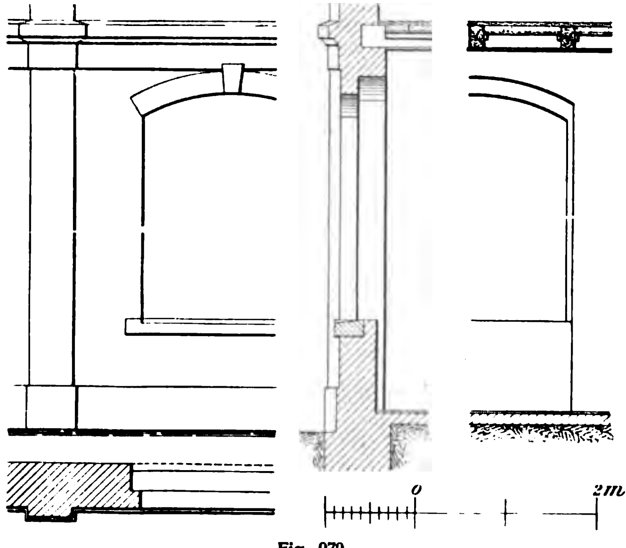


Fig. 970.

Die **Sohlbank**, am besten aus Werkstein und hohlliegend, liegt in Brüstungshöhe, d. i. etwa 0,8 bis 1,0 m über Fußboden. Sie bedarf

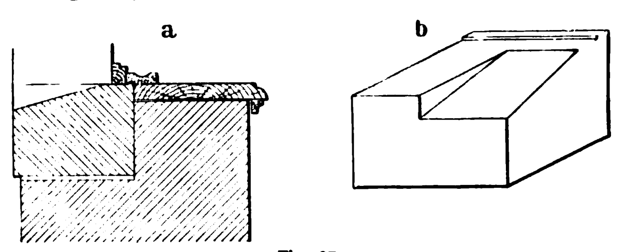


Fig. 971.

besonderer Aufmerksamkeit, damit Niederschlagswasser nicht ins Innere eindringen kann. Sie muß daher so tief in die Mauer eingreifen, daß das Fenster selbst auf sie zu stehen kommt (Fig. 971 a und 971 b).

Der **Fensteranschlag** beträgt etwa 7 bis 10 cm.

Als **Sturz** genügt häufig der 1 Stein starke (höchstens $1^1/_2$ Stein) gewölbte Bogen, wie in Fig. 970 dargestellt.

Einige besondere Fenstergrundrißanordnungen zeigt Fig. 972 und zwar

(a) Fenster mit schräger Laibung, der besseren Beleuchtung wegen;
(b) gekuppelte Fensteröffnung;
(c) Fensteröffnung mit zurückgesetzter Einfassung;
(d) Öffnungen ohne Anschlag und ohne Fensterverschluß; für Räume anwendbar, in denen die Luft freien Zutritt haben muß — Luftfenster.

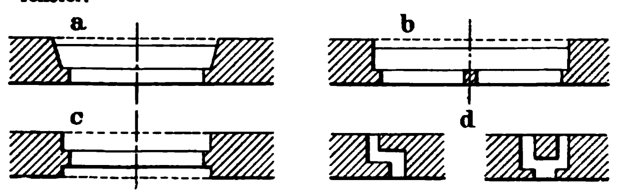


Fig. 972.

Fensteröffnungen in Stockwerksbauten, welche einen Raum recht gut beleuchten sollen, möchten möglichst hoch bis unter die Decke reichen.

d) Innere Türöffnungen (Fig. 973).

Im Inneren wendet man gern hölzerne Einfassung an, und zwar besteht dieses hölzerne Türgerüst aus Stollenholz, wie in Fig. 973b, das dann mit Futter und Verkleidung zu versehen ist.

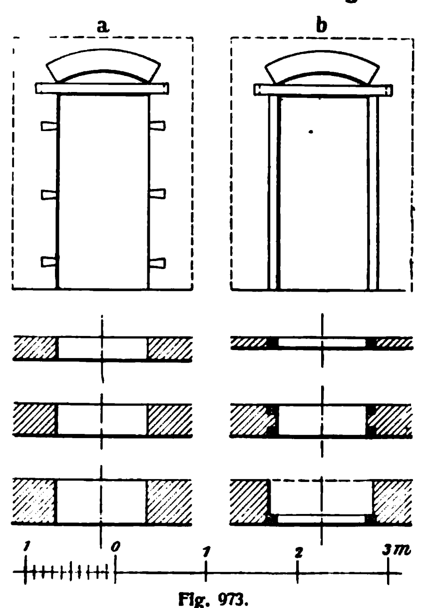


Fig. 973.

Praktisch ist es, sog. Holzziegel (Fig. 973a) einzumauern, an denen die verkleidenden Hölzer und die Tür selbst mit ihren Angeln befestigt werden kann. Ein Entlastungsbogen ist in beiden Fällen nötig.

Die Tür selbst kann ausgeführt sein:

einflügelig, 0,70 bis 1,00 m breit, wenigstens etwa 2,00 m hoch;

zweiflügelig mit 2 Schlagleisten, etwa von 1,15 m breit an;

zweiflügelig mit 1 Schlagleiste, mindestens 1,30 m breit.

Bei größeren Breiten kann auch die Schiebetür zur Anwendung kommen

Im allgemeinen soll eine Tür nach rechts auswärts schlagen. Fabriksaaltüren, sowie Kesselhaustüren und andere müssen nach außen schlagen. Sogenannte Windfangtüren und ähnliche Türen können auch nach zwei Seiten schlagend angeordnet werden.

Die Ausnutzbarkeit der Wandflächen darf durch die Anordnung von Türen nicht beeinträchtigt werden.

D. Holzverbindungen (Fig. 974).

Ganz unentbehrlich ist Holz für den Hochbau. Eine zweckmäßige Verbindung einzelner Holzteile ist wichtiger als die Anwendung von schwer zu erhaltenden Holzlängen, -stärken und -breiten. Bei allen Holzverbindungen kommen Hilfsstücke zur Mitverwendung, wie Holznägel, eiserne Nägel (Draht- und geschmiedete Nägel), Schraubenbolzen, Holzschrauben, Klammern, Bankeisen, eiserne Bänder, Schienen und Schuhe, Anker, hölzerne Keile, Dübel u. a. Wagerechte und geneigte Hölzer mache man in der Regel höher wie breit, lotrechte Hölzer quadratisch.

Das Bedürfnis, Hölzer zu verbinden, bezweckt:

1. Eine **Verlängerung**, und zwar wagerecht als Stoß und Blatt (*a*, *b*, *c*); sie soll immer an unterstützter Stelle des Balkens erfolgen. *d* ist eine lotrechte Zapfenverlängerung.
2. Eine **Verstärkung**, und zwar wagerecht durch Aufeinanderlegen zweier oder mehrerer Hölzer mit inniger Verbolzung. *e* = Verzahnung (Zahnhöhe $= \frac{1}{10} h$), *f* = Verdübelung (Dübelhöhe $= \frac{1}{10} h$), *h* = Verbolzung, auch als Gitterträger ausbildbar. Verzahnte und verdübelte Träger erhalten in der Regel eine Überhöhung oder Sprengung von etwa $\frac{1}{60}$ der freien Länge. *g* ist eine lotrechte (Säulen)verstärkung, Verschränkung genannt.
3. Eine **Verbreiterung**, um Holzflächen aus Brettern, Bohlen u. s. w. zu bilden. Unter *i* ist der Reihe nach dargestellt: Fügen, Messern, Falzen und Federn. Vier Beispiele der Spündung (Spund und Nut) zeigt Fig. 974 *k*.
4. Eine **Verknüpfung** zweier oder mehrerer Hölzer. Hierbei muß die größte Widerstandsfähigkeit der Hölzer zur Geltung kommen. Die wichtigsten hier einschlagenden Verknüpfungen sind:

   Der Zapfen (*l*), stets in der Längsrichtung der Faser, Zapfenbreite $= \frac{1}{3}$ Holzbreite; *m* = Scherenzapfen.

   Die Versatzung oder Anstirnung, in der Regel vereinigt mit dem Zapfen (*n*, *o*); die Richtung der Anstirnung ergibt sich durch Halbierung des Außenwinkels des schräg auftreffenden Holzes (Strebe).

   Die Verblattung; beide sich kreuzenden Hölzer liegen in derselben Ebene und durchdringen sich förmlich (*p*). Eine schwalbenschwanzförmige Verblattung zeigt *q*; größere Festigkeit erlangt man durch gleichzeitige Anwendung einer Versatzung (*r* und auch *s*).

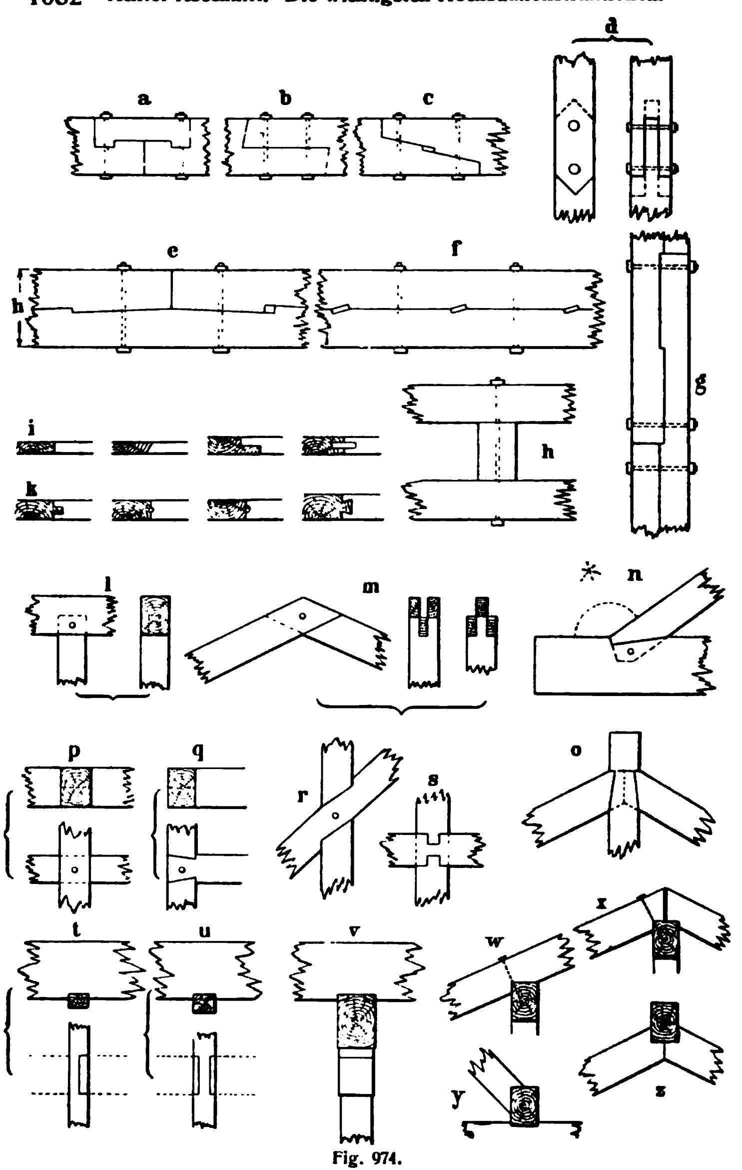


Fig. 974.

(NB. Aus der großen Anzahl Holzverbindungen sind nur einige charakteristische Fälle in Fig. 974 a bis 974 z ausgewählt worden.)

Der Kamm; besonders bei Auflagerung der Dachbalken auf der Mauerlatte in Anwendung; die Hölzer liegen unverschieblich aufeinander; *t* zeigt Seitenkamm, *u* und *v* einen Mittelkamm; auch schwalbenschwanzförmige Kämme sind praktisch, ebenso der Kreuzkamm.

Die Klaue, eine einfache Aufhängung eines schrägen Holzes (Sparren) auf ein wagerechtes Holz (*w* und *x*) oder auch, wie in *y* und *z*, die Anstrebung eines Holzes gegen ein wagerechtes Holz.

E. Balkenlagen mit Zwischendecken.

Man unterscheidet Stockwerks-, Dach- und Kehlbalkenlagen. Die letzteren beiden sind stets aus Holz, während bei Stockwerksbalkenlagen auch Eisen in Anwendung kommen kann.

Der hölzerne Balken ist in sehr vielen Fällen unentbehrlich und wird nie durch Eisen vollständig verdrängt werden können.

Fig. 975a.

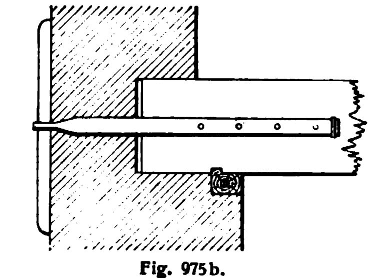


Fig. 975b.

Das beste Querschnittsverhältnis eines Holzbalkens ist $b : h = 5 : 7$. Fig. 975 a zeigt die Konstruktion, um diesen tragfähigsten Querschnitt zu erhalten $\left(d\sqrt{\frac{1}{3}} : d\sqrt{\frac{2}{3}}\right)$.

Übliche Balkenstärken sind 18 bis 20/24 bis 26 cm. Als größte Balkenhöhe kann etwa 30 cm angenommen werden.

Die Balken liegen in der Regel nach der Tiefe des Gebäudes und sollen etwa 6 m freie Länge nicht überschreiten, damit außergewöhnliche Holzstärken vermieden werden. Auflager etwa 25 cm oder gleich der Balkenhöhe. Sie liegen entweder direkt auf der Mauer, können aber auch, wenn die Mauer absetzt, auf einer Mauerlatte (etwa 6/8 cm) aufgekämmt werden. Die Mauerlatte braucht man bei Dachbalkenlagen; sie ist jedoch bei Stockwerksbalkenlagen entbehrlich. Einige Balken, namentlich auf festem Mauerschafte liegend, müssen durch Balkenanker mit dem Mauerwerk verbunden werden (Fig. 975 b).

Ein Balken darf niemals seiner ganzen Länge nach in einer Wand liegen (nur bei Fachwerkswänden kann eine Ausnahme stattfinden).

Jeder Balken muß 7 cm von jeder äußeren Umwandung eiens Schornsteins entfernt bleiben.

Man unterscheidet:

Hauptbalken; sie reichen, ohne gestoßen zu werden, von Umfassung bis Umfassung.

in Anwendung und sich noch heute bewährend ist der sog. Rabitzputz, d. i. Putz auf Drahtgewebe. Solcher Drahtputz ist auch geeignet zur Einhüllung von eisernen Säulen u. s. w.

F. Stein- und Eisendecken, Betondecken u. s. w.

Das Bestreben, Holz mehr und mehr bei wagerechten Abdeckungen von Räumen zu vermeiden, hat zu einer beinahe unabsehbaren Menge der verschiedensten, mehr oder weniger brauchbaren eisernen Konstruktionen geführt.

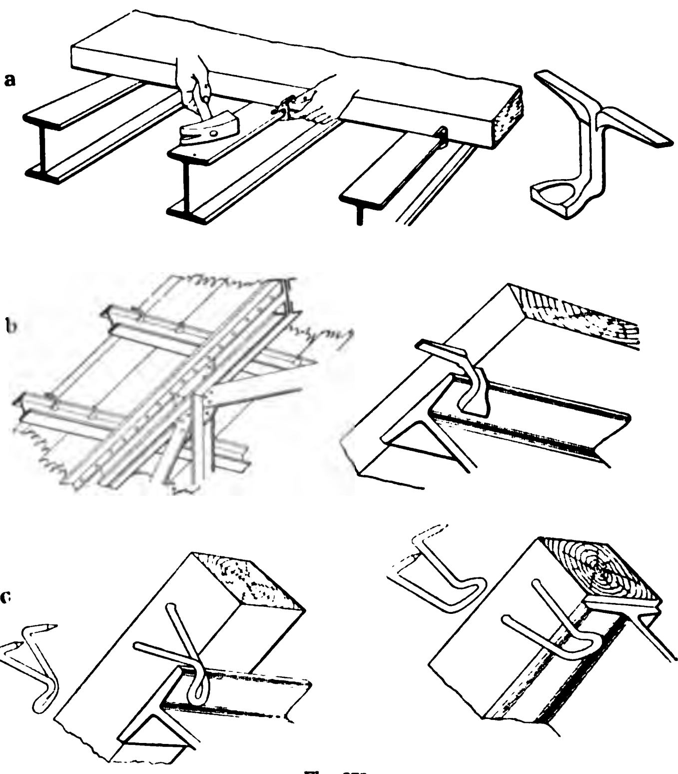


Fig. 978.

Die Anwendung anderer Profile als I-Träger hat sich aber stets als unpraktisch erwiesen.

Eine Hauptschwierigkeit bietet die Anwendung von eisernen Balken da, wo ein Raum Holzdielung erfordert, weil die Befestigung der

a b c
e f
d
g g
h i
k l
m n
o

Fig. 979.
a hohle gebrannte Wölbsteine. — b desgl., Unteransicht wagerecht. — c sog. Hourdis (Schweiz). — d wagerecht eingespannte Ziegel mit Eiseneinlage, auch Schwemmsteine (Tuffsteine) und Korksteine anwendbar. — e bis o lang- und quergelochte Steine mit einem Profil; in Anwendung mit und ohne Eiseneinlage.

Dielung auf Eisen umständlich und damit teuei wird. Die bis jetzt bekannt gewordene glücklichste Lösung bieten die Rordorfschen Verbindungshaften (Fig. 978 a).

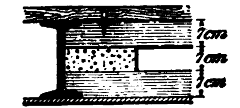
Fig. 978 b zeigt die gleiche Anwendung für Dachschalung auf eiserner Unterlage und 978 c sog. Lagerholzklammern zur Befestigung von Sparren, Pfetten u. dergl. auf I-Eisen (s. auch unter Q).

Nicht allein der Feuersicherheit wegen, sondern auch, weil Holz gar so leicht dem Verderben an sich ausgesetzt ist, hat man die verschiedensten Konstruktionen in Stein und Eisen vorgeschlagen.

NB. Das beste und einfachste Mittel, Holz vor dem Verderben zu bewahren, besteht darin, daß man alles Holz in einem Baue in Verbindung mit der Luft hält, also alle Konstruktionen so einrichtet, daß Luft überall dazu kann.

Von den neueren Stein- und Eisendecken seien eine Anzahl bildlich vorgeführt (Fig. 979 a bis 979 o). Es sind dies Steindecken, bei denen zwischen I-Trägern Steine von irgendeiner geeigneten Form eingespannt werden, und zwar zumeist so, daß die Unteransicht der Decke wagerecht wird.

Zur Bildung der Zwischendecke mit isolierendem Hohlraum eignen sich zwischen I-Trägern als Balken die gewöhnlichen Gipsdielen, auch Zementdielen mit Hohlräumen u. a. m. (Fig. 980)



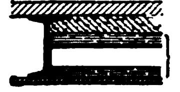



Fig. 980.

Wenn es sich um möglichst große Feuersicherheit handelt, so können allerdings nur diejenigen Konstruktionen in Frage kommen, bei denen das Eisen vollständig eingebettet (umhüllt) wird.

Alle diese vorgeführten Massivdecken sind aber mehr oder weniger schallfortpflanzend. Diese Unannehmlichkeit muß um so stärker auftreten, je dichter (massiver) die Konstruktion und je mehr Eisen dabei verwendet worden ist.

Da, wo Zement und Zementbeton als Einbettungsmaterial verwendet wird, ist als Vorteil für diese Konstruktionen zu erwähnen, daß Zement und Eisen nahezu denselben Ausdehnungskoeffizienten haben, sowie daß das Eisen, das in Zement eingehüllt ist, sehr gut gegen Rosten geschützt ist (s. auch Fig. 981).

Viel Anwendung finden die sog. Betondecken, bei denen der Zementbeton zwischen die I-Träger eingestampft wird.

Zumeist werden irgendwelche Eisenteile zur Aufnahme der Zugspannungen eingebettet (Bandeisen, Rundeisen, Eisennetze, Streckmaterial, Wellblech u. a. m.). Fig. 981 zeigt einige Anwendungen.

Hierher gehören auch (und boten mit den noch früher entstandenen Rabitzkonstruktionen den ersten Anlaß zu vielen der neueren Decken

und Wände) die Monierkonstruktionen, wobei Eisenstäbe in Zement eingebettet werden. Diese Konstruktionen kommen als wagerechte Plattenabdeckung auf I-Träger in Anwendung, können aber auch

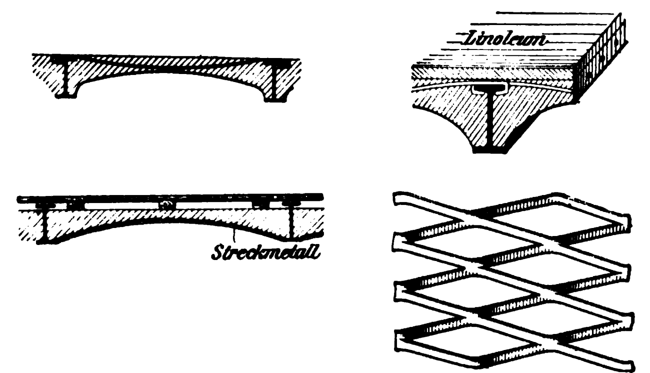


Fig. 981.

gewölbartig an Ort und Stelle gefertigt werden. Hierbei werden die große Druckfestigkeit des Zementes und die vorzügliche Zugfestigkeit des Eisens vorzüglich ausgenutzt.

Das neuerdings vielfach angepriesene System Hennebique beruht auf ähnlichen Grundlagen und ist also eine armierte Betondecke für große Spannweiten. Auch hier werden nach bestimmten Prinzipien Eisenkonstruktionen in Zementbeton eingehüllt, wie etwa Fig. 982 zeigt.

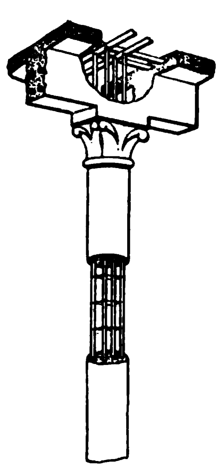


Fig. 982.

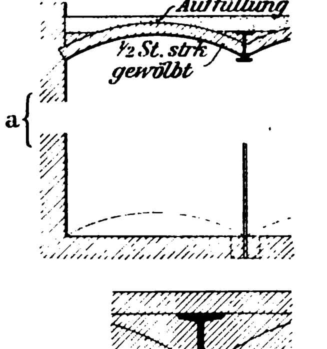
G. Raumabwölbung.

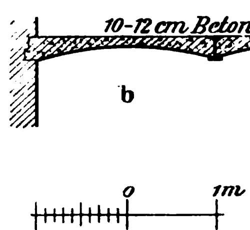
Viele industrielle Räume und oft auch ganze Gebäude erfordern der Feuersicherheit und der Tragfähigkeit wegen die Abwölbung in Ziegeln und ähnlichem Material. Dann kommt fast ausschließlich in Betracht und soll hier auch allein herausgegriffen werden das Stichbogen- oder Stichkappengewölbe, auch preußische Kappe genannt. Fig. 983a zeigt eine ½ Stein starke gewölbte Kappe unter Anwendung von I-Trägern.

Die Stichkappen lassen sich auch direkt aus Beton einstampfen (Fig. 983 b).

Die sichtbaren Eisenteile müssen, wenn vollständige Feuersicherheit erreicht werden soll, verkleidet werden, wie Fig. 983c als Beispiel zeigt (s. auch Fig. 979 c).

Die Einwölbung eines Stockwerks kann erst erfolgen, wenn das Gebäude unter Dach und Fach ist.





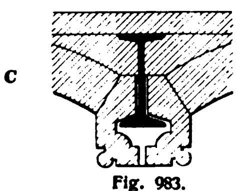


Fig. 983.

Stichhöhe = 1/7 bis 1/8 der Spannweite.

Gewölbestärke = 1/2 Stein, bei größerer Nutzlast ausnahmsweise 1 Stein.

Spannweite = 1,0 bis 2,0 m, höchstens 3,0 bis 4,0 m, weil große Spannweiten zuviel Höhe wegnehmen.

Die Wölbung in Ziegeln erfolgt entweder in Längsschichten oder durch Querwölbung, oder durch Diagonalschichten (auf den Schwalbenschwanz).

Man kann folgende Belastungen annehmen:

		Eigenlast	Nutzlast	zusammen
a)	In Arbeitsräumen mit leichteren Maschinen (kg/qm)			
1.	Gewölbte Decke 1/4 Stein stark mit Hintermauerung und Auffüllung zwischen I-Trägern für 1,0 bis 1,5 m Spannweite einschl. Putz, Fußboden und allem	300	.	300
2.	Desgl. 1/2 Stein stark desgl. desgl.	400	200	600
3.	Desgl. 1/2 " " desgl. desgl. für 2,0 bis 3,0 m Spannweite. . . .	500	200	700
4.	Desgl. 1/2 " " desgl. aus Lochsteinen für 2,0 bis 3,0 m Spannweite .	130	200	330
5.	(s. S. 1084) Holzbalkendecke mit einfachem Fußboden	80	200	280
6.	Desgl. mit halbem Windelboden, Fußboden und Decke	300	200	500
7.	Desgl. mit ganzem Windelboden, Fußboden und Decke	400	200	600
b)	In Arbeitsräumen mit schweren Maschinen, Lagerräumen u. s. w.			
1.	Gewölbte Decke 1/2 Stein stark zwischen I-Trägern für 1,0 bis 1,5 m Spannweite einschließlich allem	450	500	950
2.	Desgl. 1 Stein stark desgl. für 2,0 bis 3,0 m Spannweite einschließlich allem	650	500	1150

Überdies beträgt das Eigengewicht in kg/qm:

für Stampfbetongewölbe $7^1/_2$ bis $8^1/_2$ cm stark zwischen I-Trägern . . . . 370 bis 550

„ Moniergewölbe 5 cm stark mit hölzernem Fußboden 360

„ Moniergewölbe 5 cm stark mit Betonauffüllung 450

NB. Nutzlasten bis etwa 800 kg/qm kommen nur in ausnahmsweisen Fällen vor.

In Fabrikräumen mit allen Arten von Deckenkonstruktionen kommt man bei der Berechnung der einzelnen Teile in der Regel mit der Annahme einer Gesamtbelastung von 1000 kg/qm aus.

H. Ober- und Unterzüge, Säulen.

Bei größerer Ausdehnung bedürfen die Raumabdeckungen besonderer Unterstützungen, die in Holz oder Eisen zur Ausführung kommen können.

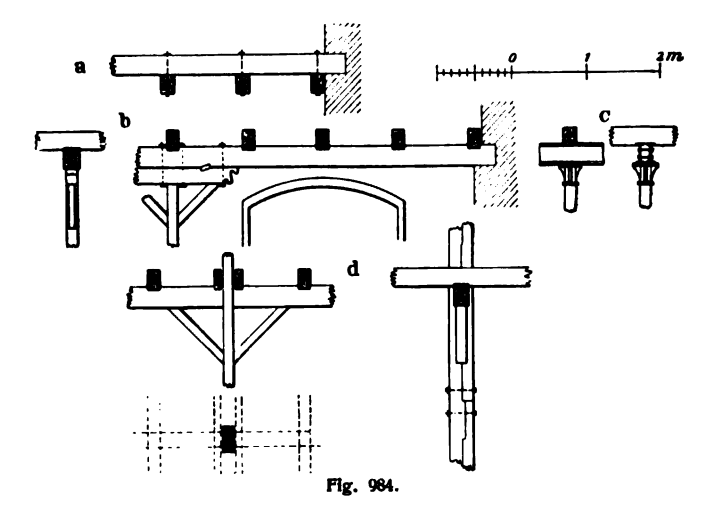


Fig. 984.

Ober- und Unterzüge sind wagerechte Unterstützungsmittel im Gegensatz zu den lotrechten Säulen.

Beim Oberzug (Fig. 984 a), der wohl ausnahmsweise in Holz ausgeführt wird, werden die einzelnen Balken der Balkenlage mittels Schraubenbolzen angehängt. Er kann nur da angewendet werden, wo der über der Balkenlage liegende Raum ein untergeordneter, zum mindesten kein Verkehrsraum ist. Die größte Rolle spielt er bei freitragenden Dachkonstruktionen mit hölzerner Balkenlage (s. unter N), wo es sich gerade um die Vermeidung von Säulenunterstützungen handelt.

Besonders wichtig zur Bildung größerer Arbeitsräume mit regelmäßig in gewissen Zwischenräumen angeordneten Säulenunterstützungen

wird der Unterzug. Unterzüge, einerlei, ob in Holz oder Eisen, dienen zur unmittelbaren Aufnahme der aufgekämmten hölzernen Balken (Fig. 974 v). Sie liegen in der Regel in der Längsrichtung des Gebäudes und sind so oft anzuordnen, wie es mit der Tragfähigkeit der Balkenlage vereinbar ist, und wie es die Säulenstellung im Raume erfordert.

Bei geringen Belastungen genügt der hölzerne Unterzug, dessen Höhe nicht viel über 30 cm betragen soll, weil man ihn sonst aus mehreren Teilen zusammensetzen muß, wie die Verstärkung in Fig. 974 (e und f), Verzahnung und Verdübelung, zeigt. Fig. 984 b zeigt eine teilweise Verstärkung des Unterzuges mittels Sattelholz.

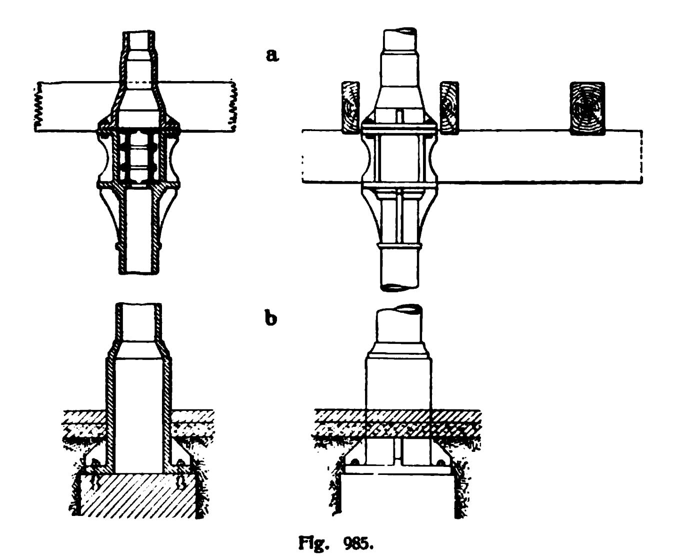


Fig. 985.

Wo der Unterzug aus Eisen erwünscht ist, kann zumeist der I-Träger (einer oder mehrere nebeneinander, die gut verbolzt sind) angewendet werden (Fig. 984 c). Auch bei Raumabwölbungen nach Fig. 983 a machen sich oft Unterzüge aus I-Trägern zur Unterstützung der Wölbträger nötig. Weit freiliegende Unterzüge müssen manchmal als Gitterträger ausgebildet werden.

Die Unterstützung des Unterzugs durch hölzerne (quadratisch) wie eiserne Säulen gestaltet sich einfach, wenn die Säule unter dem Unterzug endigt; Fig. 984 (b und c). Bei Stockwerksbauten aber sind die Säulen so anzuordnen und zu konstruieren, daß sie ohne Unterbrechung durch alle Stockwerke bis zur Dachbalkenlage hindurchlaufen. Man erreicht dies in Holz durch die Doppelsäule (Fig. 984 d), wie es die lotrechte Verstärkung in Fig. 974 g zeigt; bei eisernen Stützen durch unmittelbares Aufeinanderstellen der einzelnen Stockwerkssäulen, etwa nach Fig. 985 a, die ein Beispiel für Gußsäulen zeigt.

Die Wandstärke von gußeisernen Säulen nimmt man etwa = 1/10 Säulendurchmesser. Im Erdgeschoß möchten eiserne Säulen nicht gerade in Fußbodenhöhe beginnen, sondern sollen mit ihrer Unterlagsplatte unter dem Fußboden auf dem Fundamente aufsitzen (Fig. 985 b).

Schmiedeiserne Stützen können hohl konstruiert sein, z. B. aus Quadranteneisen oder Diese Querschnittsform ist sehr praktisch, weil die Säulen nicht so dünn erscheinen und der Hohlraum ausbetoniert werden kann.

Denselben Vorteil hat der kastenförmige Querschnitt, z. B.

Ferner kommt der I förmige Querschnitt und schließlich auch der kreuzförmige Querschnitt mittels Winkeleisen oder in Anwendung. Das Aussehen solcher Säulen läßt allerdings viel zu wünschen übrig.

Hölzerne Säulen brauchen im Erdgeschoß einen erhöhten Unterlagsstein. Weil die eiserne Säule ohne Umkleidung (Drahtputz, Korkstein; s. Schluß von E) in vielen Fällen längst nicht mehr als feuersicher angesehen wird, kommen heutzutage (namentlich in größeren Speichern) immer mehr die hölzernen Säulen, Unterzüge und Balkenlagen in Anwendung[1]).

Die Verteilung der Säulen im Raume geschieht am besten in der Weise, daß die Säulenachsen mit Mauerschäften zusammenfallen.

Bei Stockwerksbauten gilt für Erdgeschoßsäulen, die auf einem Steinfundament befestigt sind — nach den Regeln der Knickfestigkeit (vergl. S. 54)

$$P = 2\,\pi^2 \frac{EJ}{\mathfrak{S}\, l^2},$$

für Säulen in den oberen Stockwerken

$$P = \pi^2 \frac{EJ}{\mathfrak{S}\, l^2}.$$

J. Hölzerne Dachstühle auf unterstützter Balkenlage.

Die Dachbalkenlage ist zugleich Träger des Daches und seiner Bestandteile. Man hat in der Dachbalkenlage Binderbalken und

---

1) Die in Hamburg gemachten großen Versuche haben folgendes ergeben:
Schmiedeiserne Stützen haben sehr geringe Widerstandsfähigkeit gegen Feuer. Bei Erwärmung auf 600° C und 1000 kg/qcm Belastung verlieren sie ihre Tragfähigkeit. Ausbetonierung vermehrt die Widerstandsfähigkeit um ein sehr geringes Maß.
Gußeiserne Stützen verlieren erst bei 800° C und 500 kg/qm ihre Tragfähigkeit.
Hölzerne Stützen besitzen, obschon sie sich bei einer geringeren Temperatur als 600° C entzünden, dennoch in einem starken Feuer eine größere und länger währende Widerstandsfähigkeit als ungeschützte eiserne Stützen.
Schmiedeiserne und gußeiserne Stützen werden durch zweckmäßige Ummantelung bedeutend widerstandsfähiger, jedenfalls auch widerstandsfähiger als hölzerne Stützen.
Immerhin wird geraten, das größte Gewicht auf die günstige Anordnung von Brandmauern zu legen, also in sich abgeschlossene Abteilungen zu schaffen, wobei durch eine massive Wand bis unter Dach das Feuer lokalisiert werden kann.

Leerbalken zu unterscheiden; erstere tragen den Dachverband, während letztere die Dachlast nicht unmittelbar aufzunehmen haben. Die Unterstützung der Balken erfolgt entweder durch Mittelmauern oder durch Unterzüge.

Ein guter Dachverband besteht aus sog. Bindern, von denen eine Anzahl in Fig. 986 (a bis v) schematisch dargestellt sind, und welche in Entfernungen von etwa 4 m der Gebäudelänge angeordnet werden. Sie liegen am besten auf einem Mauerschafte und sind bei Unterzugsanordnung und Säulenunterstützung mit letzterer in günstige Verbindung zu bringen.

Jeder Binder muß an und für sich ein unverschiebliches Gerüst bilden, was man durch Dreiecksbildung erreicht; überhaupt ist die konstruktive Durchbildung des Binders eine Hauptsache. Dabei hat man die einzelnen Konstruktionsteile so anzuordnen, daß keine außergewöhnlichen Holzstärken erforderlich sind. Überdies können die Holzstärken nicht immer genau dem Bedürfnis entsprechend, wie dies beim Eisen möglich ist, bestimmt beziehentlich angewendet werden.

Ein Dachverband kann aus folgenden einzelnen Konstruktionsteilen zusammengesetzt sein. (Die beigeschriebenen Zahlen bedeuten die Querschnittsgrößen in cm, welche sich durch die praktische Herstellbarkeit ergeben).

1. Balken, wagerecht, 18 bis 20/24 bis 26; zwischen den Binderbalken befinden sich in der Regel 3 bis 4 Leerbalken.
2. Säulen, lotrecht, 12/12.
3. Rahmen, wagerecht, 12/14 bis 16.
4. Streben, geneigt, 12/14 bis 16; nicht zu steil stellen.
5. Zangen, wagerecht, 6/12 bis 14; stets paarweise als Halbhölzer in Anwendung.
6. Winkelbänder, 45° geneigt, 10 bis 12/12; für den Längsverband.
7. Kehlbalken, wagerecht, 14 bis 16/18 bis 20; als Balkenlage auftretend.
8. Sparren, in der Dachneigung, 10/12 bei einer freien Länge bis etwa 4 m; in der Regel befindet sich über jedem Balken ein Sparren; man unterscheidet also auch Bindersparren und Leersparren.

Fig. 987 zeigt zunächst einige wichtige Binderknotenpunkte, durch welche der Charakter der hierhergehörigen Konstruktionen bestimmt wird; sie sind nur im Querschnitt dargestellt, und zwar a) als Zangenknotenpunkt, b) als Kehlbalkenknotenpunkt und c) als liegender Zangenstuhlknotenpunkt.

Man unterscheidet hiernach:

1. Zangenstühle mit freiem Dachraum bis zur Dachspitze.
2. Kehlbalkenstühle mit einer oder mehreren wagerechten Teilungen durch Kehlbalkenlage.
3. Stehende und liegende Stühle, je nachdem lotrechte Säulen oder eine geneigte Säulenstrebe in Anwendung kommen.
4. Dachstühle ohne und mit Versenkung (Drempel, Kniestock), je nachdem die Sparren in Höhe der Dachbalkenlage oder höher als diese in der Umfassung auslaufen.

0 10m

Fig. 986.

Es bedeutet: die starke Linie im Dachverband von c, i, l, o, p, s und t eine Kehlbalkenlage,
× den Querschnitt eines Rahmens,
× unter der Dachbalkenlage: den Querschnitt eines Unterzugs.

5. Je nach der Tiefe des zu bedachenden Gebäudes sind einsäulige für eine Raumtiefe von etwa 6 bis 8 m, zweisäulige für etwa 10 bis 12 m und dreisäulige Dachstühle für etwa 14 bis 16 m Raumtiefe zu unterscheiden. Ausnahmsweise können noch mehr Unterstützungspunkte nötig werden.

Durch Kombinationen sind die verschiedensten Konstruktionen zu schaffen möglich, wie auch Fig. 986 (a bis v) zeigt.

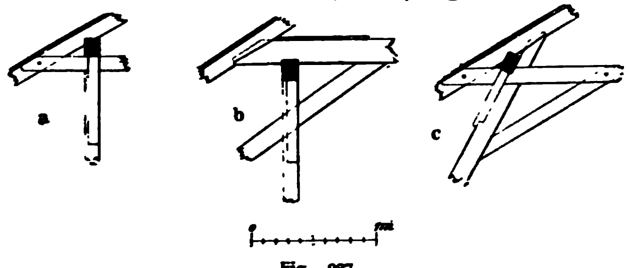


Fig. 987.

Durch die Anwendung einer gebrochenen Dachfläche ergibt sich der Mansardenstuhl, wie in Fig. 986 (s und t) dargestellt ist.

Die beiden letzten Beispiele (u und v) sind dreisäulige Zangenstühle mit Versenkung, bei denen die Firstsäule, um recht freien Dachraum zu erhalten, aufgehängt ist.

K. Dachformen, Rinnen, Abfallrohre.

Die zu einem Gebäude gehörigen Dachflächen erhalten in der Regel möglichst gleiche Neigung. Das Bestimmen beziehentlich Finden der zu einem Gebäude notwendigen einzelnen Dachflächen ist in erster Linie davon abhängig, nach welchen Seiten des Gebäudes das Regenwasser abzuführen ist. Selbstverständlich darf dem Nachbar nach dem Traufrecht kein Tropfen Wasser zugeführt werden.

Durch Ausmittelung des Gebäudegrundrisses (Dachausmittelung) ergeben sich bestimmte Dachformen. Als Grundformen sind zu bezeichnen:

1. Das Pultdach: nur eine Langseite des einfachen Gebäudes ist Traufe, die zwei Schmalseiten sind halbe Giebel, und die andere Langseite ist First.
2. Das Satteldach: die beiden Langseiten sind Traufe, die beiden Schmalseiten hingegen ganze Giebel. Die beiden Dachflächen schneiden sich im First.
3. Das Walmdach: alle vier Seiten des Gebäudes sind Traufe. Die vier Dachflächen schneiden sich im wasserscheidenden Grat oder Walm bezw. im First.
4. Kehl- oder Wiederkehrdächer: durch den L förmigen Grundriß entstehen wassersammelnde Kehlen. Die drei Grundformen Pult, Sattel- und Walmdach können je nach dem auszumittelnden Grundriß auch hier angewendet werden.

Auf die Dachform Einfluß übende Faktoren können sein: Aussehen, Dachneigung, Ausnutzbarkeit, Höfe, Nachbar u. a. m. Besondere Dachformen sind: Turm- und Zeltdächer, Bohlen- und Kuppeldächer, Dächer mit Plattform, Mansardendächer u. s. w. Windschiefe Dächer und Dachverfälle, wobei das Wasser nicht auf dem kürzesten Wege zur Traufe geführt wird, sind zu vermeiden.

Am häufigsten kommt bei Fabrikgebäuden das Satteldach mit seiner einfachen Ausmittelung und besonders wegen seiner Konstruktionssicherheit zur Anwendung. Auf die für Arbeitsstätten sehr brauchbare besondere Dachform: das Sheddach (Säge-, Paralleldächer), wird später (unter S) zurückgekommen werden.

Wichtig für jedes Gebäude ist eine gut konstruierte Traufe. Sie kann gebildet werden durch überhängendes Sparrendach (Fig. 988 a), das bei einfachen Fabrikgebäuden sehr häufig in Anwendung kommt, oder durch massives Gesims, und zwar entweder in Ziegeln gemauert (Rohziegelbau, nach Fig. 988 b) oder in Werkstein nach Fig. 988 (c und d).

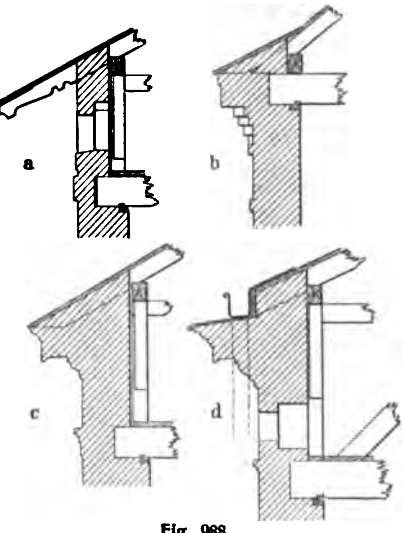


Fig. 988.

Wird das Dachwasser in einer Traufrinne (Dachrinne, Abrinne) aufgefangen, so kann diese im einfachsten Falle an den Sparrenköpfen angehängt werden, oder sie wird am Dachsaume als liegende Rinne mit eingedeckt; die sicherste Rinnenform bildet die Kasten- oder stehende Rinne mit Gesimsabdeckung in Zink nach Fig. 988 d. Eine Rinne muß begehbar sein.

In Abständen von 15 bis 20 m sind Abfallrohre, nicht unter 12 cm Durchmesser, anzubringen. Diese müssen frei liegen und so zugänglich sein, daß Reparaturen ohne weiteres möglich sind; daher ist die Anwendung von Rohrschellen mit Scharnier zu empfehlen. Auf 1 qm Grundrißfläche des Daches ist etwa 1,0 bis 1,2 qcm Abfallrohrquerschnitt zu rechnen.

Rinnen und Abfallrohre werden am besten aus Zink oder verzinktem Eisenblech (selbstverständlich auch aus Kupfer) hergestellt.

L. Dacheindeckungen.

Für Industriebauten sind nicht alle Dachdeckungsmaterialien geeignet. Bei der Wahl des Materials ist zu beachten: Feuersicherheit; Widerstandsfähigkeit gegen besondere Einflüsse, wie Dämpfe, Gase u. s. w.; das

Gewicht der Dachhaut, weil davon auch die Dachkonstruktion abhängig ist; Schutz gegen Wärme und Kälte; die Dachneigung; gesetzliche Bestimmungen u. a. m.

Steile Dächer sind die Steindächer (Ziegel, Schiefer) mit Neigungen von etwa 1:2 bis 1:5 des Satteldaches; Papp- und Metalleindeckungen eignen sich für flache Dächer.

Unmittelbar unter Dach gelegene Räume, bei denen die Dachhaut allein nicht genügend Schutz bietet, können durch Einlage von Korksteinen (Korkplatten) in die Sparrenfelder isoliert werden.

1. Ziegeldächer: mittels Flachziegel oder Biberschwanz (Zungenstein) auf Lattung, einzudecken als Spließdach, als Doppeldach oder als Kronen(Ritter)dach; auch mittels Hohlziegel, Pfannen und anderer gebrannter Steine; Falzziegel (mit einfachen und doppelten Fälzen) können ohne Mörtel eingedeckt werden.
   Eigengewicht der Dachhaut 100 bis 130 kg/qm; 120 bis 150 kg/qm einschließlich Sparren ohne Binder.
2. Schieferdächer: auf 2 bis 2½ cm starker Schalung mit deutschem, französischem und englischem Schiefer in verschiedenen Größen und Formen, ausnahmsweise auch auf Lattung; einzudecken als einfaches oder als Doppeldach, in wagerechter oder in diagonaler Reihung; Befestigung der Schiefer durch verzinkte Nägel oder durch Kupferhaken (Hakeneindeckungen); Eindeckung mit Musterung; eine Pappunterlage ist oft erwünscht.
   Eigengewicht 80 bis 90 kg/qm.
3. Pappdächer: auf 2½ cm starker Schalung mit Eindeckung der Bahnen parallel zur Traufkante oder besser als Leisteneindeckung mit Bahnen lotrecht zur Firstkante. Es ist besonders leicht und gilt als harte Bedachungsart, z. B. bei Kesselhäusern.
   Eigengewicht 40 kg/qm.
   Asphaltfilz, wasserdichte Leinenstoffe, kautschukartige Massen und andere Materialien kommen auch mit mehr oder weniger Erfolg in Anwendung.
4. Holzzementdach: fast horizontale Dachfläche auf 2½ bis 3 cm starker, gespundeter Schalung. Vier Papierlagen werden an Ort und Stelle mit Holzzement übereinander geklebt, das Ganze mit Sand und Kies oder Lehm u. a. abgedeckt. Die Eindeckung schließt hermetisch ab.
   Eigengewicht 180 kg/qm mit 10 bis 12 cm Schüttung.
5. Metalldächer: für alle Neigungen anwendbar; für Ausdehnungsmöglichkeit muß gesorgt werden. Rußige Luft (schwefelige Säure) verdirbt Zink in kurzer Zeit. Kupfer und Zink ist wegen des elektrischen Verhaltens nicht in Verbindung zu bringen. Eisenbleche können nie ohne Anstrich in Anwendung kommen; verzinktes Eisenblech ist vorzuziehen. In der Regel wird auf Schalung gedeckt, doch kann Wellblech (verzinkt) auch ohne Schalung eingedeckt werden. Schwer zugängliche Dachflächen möchten Kupferdeckung erhalten (Rauteneindeckung, Hafteneindeckung, Leisteneindeckung, amerikanische Eindeckung u. s. w.).
   Eigengewicht 45 kg/qm.

6. Glasdächer: als einfaches oder doppeltes Oberlicht in Dachflächen. Die Eindeckung erfolgt auf Walzeisensprossen ⊥, aber auch mittels Zinksprossen. Wo es sich um beste Dichtigkeit handelt, sind Holzsprosssen vorzuziehen, bei denen das Schwitzwasser weniger lästig wird; das an den eisernen Sprossen leicht entstehende Schwitzwasser ist durch Ableitung unschädlich zu machen. Sog. Drahtglas bietet in einzelnen Fällen wegen seiner Festigkeit besonderen Schutz.

Eigengewicht 30 bis 40 kg/qm.

Glashohlsteine können in Wänden, die lichtdurchlassend sein sollen, eingemauert werden.

In dem Tageslicht unzugänglichen Räumen werden neuerdings sog. Luxfer-Prismen mit Erfolg in Anwendung gebracht, durch welche die Lichtstrahlen nach bestimmten Punkten des Raumes geführt werden.

M. Dachbelastung.

Sie setzt sich zusammen aus dem Eigengewicht (Dachdeckung + tragende Konstruktion), dem Schneedruck und dem Winddruck (s. a. unter R).

Das Gewicht der tragenden Konstruktion ist bei hölzernen Dachbindern zumeist größer als bei eisernen. Bei letzteren kann man im Mittel 15 bis 20 kg für 1 qm Horizontalprojektion annehmen.

Die Belastung durch Schnee beträgt in Deutschland höchstens 75 kg/qm Grundrißfläche des Daches (0,6 hoher frisch gelagerter Schnee = 40 kg/qm). Bei Dächern mit über 45° Neigung kommt Schneebelastung außer Betracht.

Der Winddruck kann mit 125 bis 150 kg/qm normal auftreffend angenommen werden. Seine Richtung nimmt man unter 10° gegen den Horizont geneigt an. Je steiler ein Dach, um so mehr kommt demnach der Winddruck in Betracht. Bei sehr frei liegenden Gebäuden mit steiler Dachneigung ist es ratsam, die Winddruckrichtung in dem aufzuzeichnenden Kräfteplan besonders zu berücksichtigen. In den meisten Fällen genügt es jedoch, nur lotrechte Kräfte einschließlich des Winddruckes einzuführen. Die Knotenpunkte der Konstruktion bilden die Angriffspunkte der äußeren Kräfte, die sich durch die Art der Dachbelastung ergeben. Die Dachbelastung ist von der Binderstellung abhängig, und den Binder selbst kann man stets als ein ebenes Fachwerk betrachten.

Mit Berücksichtigung obiger Angaben betragen auf 1 qm Horizontalprojektion des Daches das Eigengewicht, die Schneelast und der Winddruck zusammen und rund in kg:

Satteldachneigung	1/2	1/3	1/4	1/5	1/6 bis 1/7	1/8 bis 1/10
Einfaches Ziegeldach . .	260	230	220	.	.	
Doppel- und Kronendach	290	260	240	.	.	.
Schieferdach	240	210	190	180	.	.
Pappdach	190	165	150	140	135	130
Zink- und Eisenblechdach	200	175	160	150	145	135

NB. Beim Neigungsverhältnis wird stets das Satteldach als Grundlage angenommen. Hiernach versteht man z. B. unter einem 1/2-Dach das unter 45° geneigte.

Beim Holzzementdach, das nur ganz geringe Neigung hat, ist 250 kg/qm anzunehmen.

N. Freitragende Dachkonstruktionen in Holz.

Alle bisher erwähnten Überdeckungen bedurften bei größeren Raumtiefen besonderer Unterstützungen. Im Fabrikenbau sind aber sehr häufig

größere Raumabdeckungen **ohne** Zwischenstützen

nötig. In der Regel sind es Erdgeschoßbauten, bei denen also der Grund und Boden nur einmal zur Ausnutzung kommt, wie z. B. Montageräume, Maschinenhallen, auch Kesselhäuser, überhaupt freie größere Arbeitsstätten.

In sehr vielen Fällen soll dann das Dach zugleich die Raumabdeckung sein, und man verzichtet auf eine wagerechte Abdeckung des Raumes. Häufig aber ist auch letztere erwünscht oder gefordert, und dann kann man ohne Holz nichts Vollkommenes schaffen. Es wird also der Charakter einer überdeckenden Konstruktion gerade dadurch bestimmt, daß man entweder eine wagerechte Abdeckung mittels Balkenlage wünscht oder nicht, und dies führt zu den freitragenden Dachkonstruktionen in Holz mit und ohne Balkenlage.

Hierzu eignet sich sehr zweckmäßig das Hängewerk. Man unterscheidet:

1. den einfachen Hängebock (Fig. 989 s);
2. den doppelten Hängebock (Fig. 990 l);
3. zusammengesetzte Hängewerke, die durch Vereinigung des einfachen mit dem Doppelbock entstehen (Fig. 991).

Die Unterstützung des Balkens (Binderbalken) erfolgt hierbei nur oberhalb desselben durch Hängesäule mit Hängeeisen; die Streben — mit einer Neigung von etwa 25° bis 35° — überführen die Last an das Balkenauflager, also auf die massive Umfassung, und sind an dieser Stelle mit Versatzung (Fig. 974 n) und Schraubenbolzen gut befestigt. Die gute Verbindung und Befestigung der einzelnen Konstruktionsteile ist überhaupt wichtig.

Die Dreiecksbildung führt zu sicherer und guter Lösung, sowie graphostatischer Berechnung, und weil die Konstruktionsteile oberhalb des zu unterstützenden Balkens liegen, so eignet sich der Hängebock besonders gut zu Dachkonstruktionen. Diese werden ohne Balkenlage verhältnismäßig leicht und einfach, und man erhält Räume, in denen das Dach zugleich die Decke für den Raum bildet, wie es bei vielen Räumen in der Industrie erforderlich ist, manchmal sogar – wie bei Kesselhäusern — Bedingung sein kann. Überdies führt uns dies schließlich zu den in späteren Kapiteln behandelten Überdeckungen in Holz und Eisen oder nur in Eisen.

Für den einfachen Hängebock in Holz gilt eine Raumtiefe von 7 bis 9 m (höchstens 10 m) und für den doppelten Hängebock etwa 10 bis 12 m als am passendsten, weil je nach der Dachbelastung und der Belastung der eventuell zur Anwendung kommenden Balkenlage sich bei Berechnung der einzelnen Konstruktionsteile noch annehmbare und praktisch ausführbare Holzstärken ergeben. Am wichtigsten ist die Untersuchung der Binderstrebe, die in der Regel auf Knickung und auf Biegung geschehen muß.

Fig. 989 (a bis r) zeigt eine Anzahl Binderanordnungen mit einfachem Hängebock in Holz, schematisch dargestellt, und zwar:
ohne Balkenlage mit gewöhnlicher Sparrenanordnung, z. B. a, b, d bis i;
" " " Pfettenanordnung, z. B. c und k;
mit " der Tiefe nach angeordnet, am Oberzug hängen die Leerbalken, z. B. d, e und f;
" Längsbalkenlage, der Binderbalken ist Querunterzug geworden, z. B. g, h, p und r;
" Längsbalkenlage, der Binderbalken ist Queroberzug geworden, z. B. i;
" Versenkung (Drempel), zur besseren Ausnutzung des durch die Quer- oder Längsbalkenlage gebildeten Dachraumes, z. B. b, e, h, m . . .;
Kombinationen vorstehender Anordnungen.

Fig. 990 (a bis k) bringen Binderanordnungen mit dem Doppelbock. Hierbei sind eiserne Verbindungsstücke für den Spannriegel anzuwenden, wie sie in Fig. 990 (l) schematisch angedeutet sind. Um das Viereck überdies noch stabiler und unverschieblich zu machen, ist es praktisch, parallel mit dem Spannriegel ein Zangenpaar durch den ganzen Binder hindurchlaufen zu lassen. Dieser wichtige Knotenpunkt ist in Fig. 990 m in größerem Maßstabe für den Quer- und Längsschnitt der Dachkonstruktion dargestellt. Die Anordnung sollte niemals vergessen werden und ist auch in den schematischen Skizzen a bis k angedeutet.

Aus diesen einfachen Linienskizzen läßt sich der Charakter der Konstruktion erkennen, und zwar:

1. ob der abzudeckende Raum mit dem Dach, das also sichtbar bleibt, einen zusammenhängenden Raum ohne Balkenlage bildet, z. B. in a, b, e und k;
2. ob Längsbalkenlage angeordnet ist, so daß also der Binderbalken zum Balkenlage tragenden Unterzug wird, z. B. in f und h;
3. ob Querbalkenlage, die an den Oberzügen hängt, angeordnet ist, z. B. in c, d und i;
4. ob gewöhnliche Sparrenlage oder, wie in g, Pfettenanordnung getroffen ist;
5. ob Versenkung, ob Laternenaufsatz oder sonstige Kombinationen vorgesehen sind u. a. m.

Fig. 990 h zeigt sogar die Anwendungsmöglichkeit einer Kehlbalkenlage.

Die Anwendung des zusammengesetzten hölzernen Hängewerks für größere Raumtiefen als 12 m, wobei eine mehr als zweimalige Aufhängung des Binderbalkens erfolgen soll, kommt jetzt seltener in Anwendung, wenn nicht gerade Holz als Konstruktionsmaterial vorgeschrieben ist.

Fig. 991 a zeigt innerhalb eines einfachen Hängebocks die Einschachtelung eines Doppelbocks, so daß eine dreimalige Aufhängung erfolgt. Dieses Prinzip eignet sich zur Anwendung für einen Dachbinder.

Fig. 991 b hingegen zeigt umgekehrt innerhalb des Doppelbocks einen einfachen Hängebock, also auch dreimalige Aufhängung, doch entsteht dadurch mehr ein Stegbinder.

In beiden Fällen entstehen Durchschneidungen wichtiger Konstruktionsteile, die nicht geschwächt werden dürfen, und zwar Spannriegel

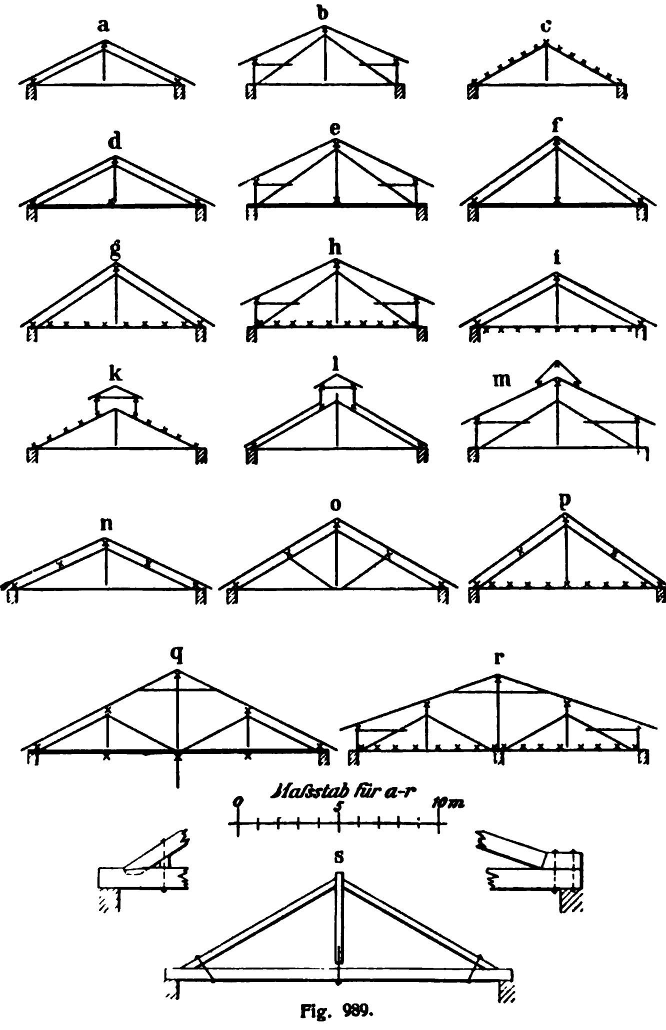


Fig. 989.

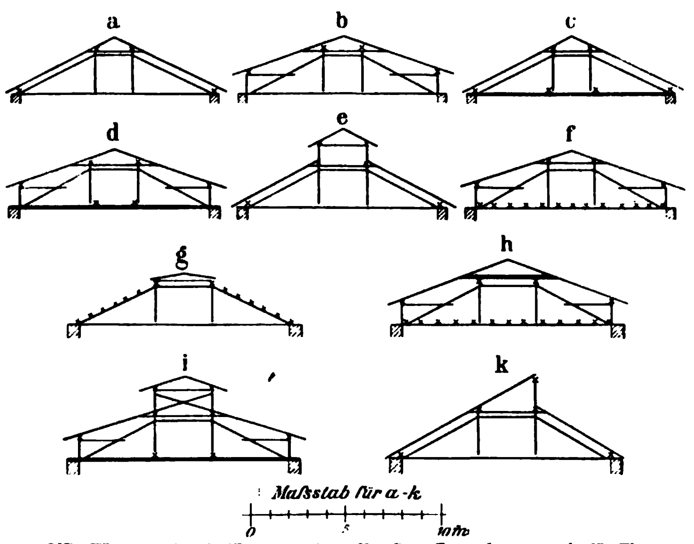
Bemerkungen zu den Figuren 989 (a bis s).

Es ist zu beachten, daß die Hängesäulen auf dem Binderbalken nicht aufstehen!

× bedeutet einen Holzquerschnitt, und zwar als Rahmen, Pfette, Oberzug, Längsbalken und Unterzug.

Der als starker Strich angedeutete Binderbalken in d, e, f und q deutet an, daß eine Querbalkenlage vorhanden ist.

mit Säule in dem einen, und Strebe mit Säule im zweiten Falle. Die Lösung ist nur durch Doppelsäule denkbar, wie in Fig. 991 ersichtlich und durch die vermerkte „2“ angedeutet ist. Dadurch wird



NB. Für vorstehende Figuren gelten dieselben Bemerkungen wie für Fig. 989

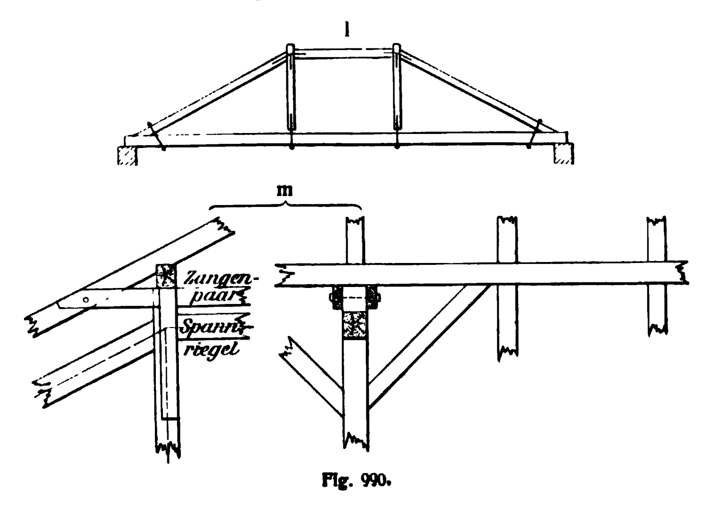


Fig. 990.

allerdings die Konstruktion ziemlich schwer, so daß man gern dafür Konstruktionsanordnungen wählt, bei denen Holz und Eisen zugleich Anwendung findet, wie z. B. in Fig. 994, wo die Hängesäulen durch eiserne Zugstangen ersetzt sind.

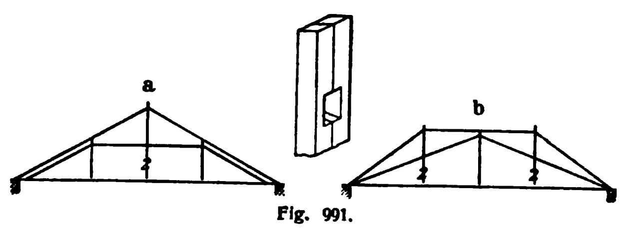


Fig. 991.

NB. Die eingeschriebene „2" bedeutet „Doppelsäule".

Erwähnung mag auch die Absprengung eines Balkens finden (Fig. 992 a). In diesem Falle wird durch unterhalb des Balkens angebrachte Streben die Last auf das Widerlager übertragen. Im allgemeinen eignet sich dieser Sprengbock mehr für Stege oder ähnliche Überdeckungen, die in Holz ausgeführt werden sollen. Die Streben dürfen ihre Steifigkeit nicht verlieren und können daher nicht übermäßig lang gemacht werden. Fig. 992 b zeigt die Einfügung eines Spannriegels. Die sich im Hirnholz treffenden Strebenenden (Fig. 992 a)

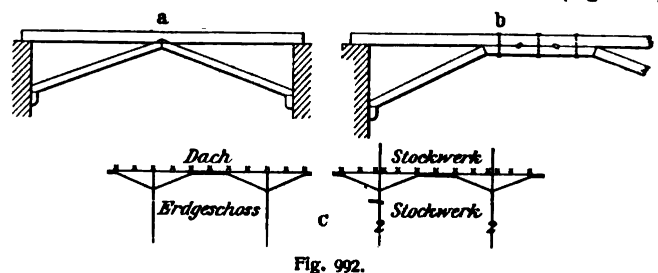


Fig. 992.

NB. Die eingeschriebene „2" bedeutet „Doppelsäule".
× bedeutet Querschnitte der Balken.

bezw. die Kopfenden des Spannriegels und der Streben (Fig. 992 b) stoßen ganz stumpf aufeinander und erhalten nur eine Einlage einer Zink- oder besser einer Bleiplatte.

Fig. 992 c zeigt die Absprengung des Unterzuges in Stockwerksbauten, und zwar zwei schematische Darstellungen eines Gebäudes im Längsschnitt. Bei weit voneinander entfernten und vorgeschriebenen Säulenstellungen in Lagerhäusern, Speichern u. s. w., erhält man durch dieses Mittel eine größere Sicherheit der tragenden Konstruktion. Bei weiten Säulenstellungen ist das von besonderer Wichtigkeit, und die Säulen selbst kommen auch dadurch in gute und sichere gegenseitige Verspannung.

Bei allen vorstehend erwähnten freien Überdeckungsweisen spielt der durchgehende Binderbalken die Hauptrolle. Derselbe gibt in Arbeitsräumen oft eine willkommene Gelegenheit, irgendwelche mit den Arbeiten im Raume zusammenhängende maschinelle Vorrichtungen bequem anbringen zu können.

Nun gibt es aber eine große Anzahl von Arbeitsstätten (Erdgeschoßbauten), bei denen es mehr auf eine leichte Überdeckung ankommt; diese sollen nachstehend besprochen werden.

O. Hallen- und Schuppenbauten. (Fig. 993.)

Alle Arten Reparaturwerkstätten, Lagerräume, auch die sog. Galleriebauten gehören hierher; ebenso Erdgeschoßbauten, die oft nur in Fachwerk geplant und erwünscht sind; ferner nur durch Dach abgedeckte Flächen ohne seitliche Umfassungen, um Gegenstände trocken unterzubringen und sie doch ununterbrochen mit der äußeren Luft in Berührung zu haben u. a. m. Das sind zumeist Gebäude, bei denen eine Balkenlage überhaupt nicht zur Anwendung kommen soll, sondern das Dach allein als Raumabdeckung dient.

Hierzu eignet sich vorzüglich das sog. vereinigte Hänge- und Sprengwerk in Holz, bei dem die die Last überführende Strebe teils oberhalb, teils unterhalb der wagerechten Doppelzange liegt und die Hängesäule nach Fig. 993 e aufgenommen wird.

Fig. 993 a zeigt den einfachen vereinigten Hänge- und Sprengbock mit nur einer Hängesäule für etwa 5,0 bis 7,0 m Spannweite und Fig. 993 c den doppelten für im Mittel etwa 10,0 m Spannweite.

Nach diesen Prinzipien bringt Fig. 993 eine ganze Reihe solcher hallenartig angeordneter Gebäude. Darunter sind l und n etwas weitergehend und für etwa 14,0 bis 16,0 m tiefen Raum ohne jede Säulenstütze konstruiert; man bezeichnet sie auch als Polygondächer oder als abgesprengte Dächer. Die Durchkreuzungen sind in der Regel nur durch doppelt angeordnete Hölzer (Überblattungen schwächen die Hölzer zu sehr) möglich, wie z. B. in l.

Wie schon erwähnt, sind auch die als Werkstätten besonders geeigneten und vielfach beliebten Galleriebauten mit einzureihen. Häufig werden sie als Montageräume für den Maschinenbau ausgebaut und ein Laufkrahn (Laufkatze u. s. w.), wie z. B. in p und q mit angedeutet, so angeordnet, daß er zumeist von der Gallerie getragen wird.

P. Dächer aus Holz und Eisen. (Fig. 994 und 995.)

Die Ersetzung einzelner Hölzer durch Eisen führt zunächst zu den Überdeckungen in Holz und Eisen (Holz-Eisendächer). Die Durchführung des Dreieckprinzips im Binder bildet auch hier den Grundton. In den Fig. 994 ist die hölzerne Hängesäule durch eiserne Zugstangen ersetzt, während der hölzerne Binderbalken überall beibehalten ist. Je nach der Raumtiefe geschieht die Aufhängung des Binderbalkens ein oder mehrere Male durch die Zugstange, und zwar höchstens fünfmal; hölzerne Gegenstreben geben Verspannung. Die hölzernen kontinuierlichen Binderstreben müssen im First mittels eisernem Schuh, sog. Kopfschuh (Fig. 994 a), verbunden werden, in dem sie

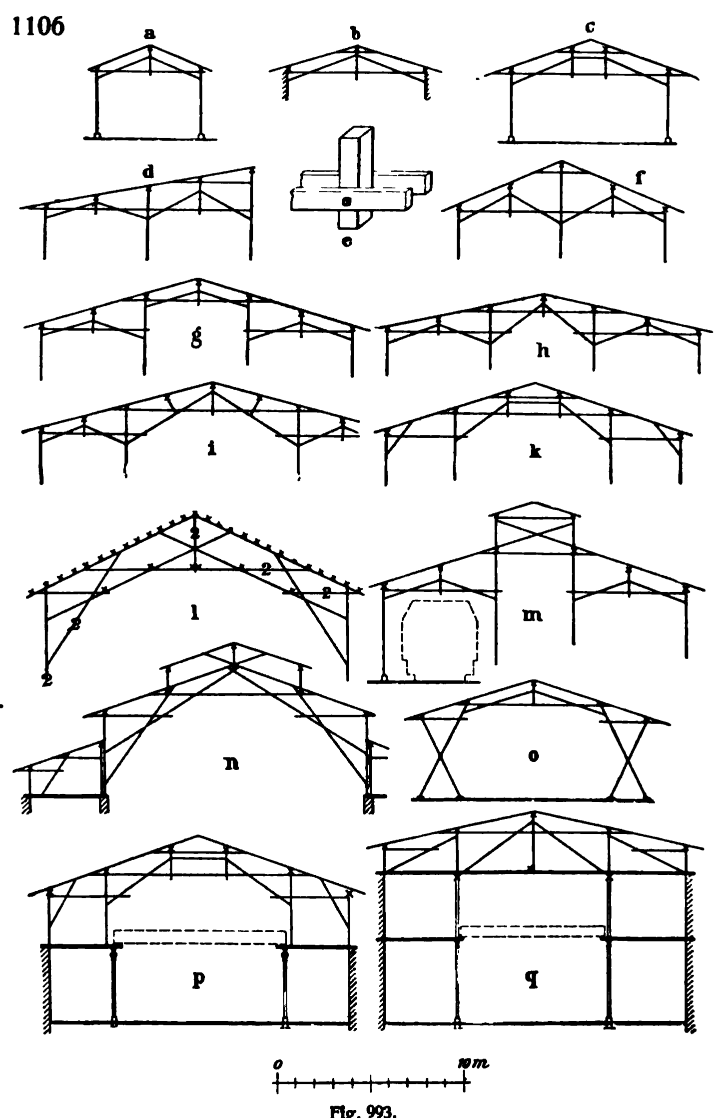
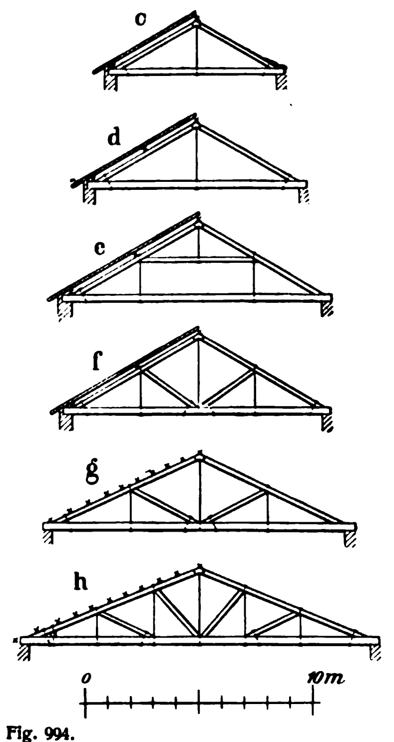


Fig. 993.
Bemerkungen zu den schematischen Fig. 993 (a bis q). Es bedeutet:
× Querschnitte von hölzernen Rahmen und Pfetten; in q sind auch Ober- und Unterzüge mit × bezeichnet worden.
— Die starke horizontale Linie in p und q bezeichnet eine Balkenlage.
-- Sämtliche horizontale Linien sind Doppelzangen, welche die Hängesäule aufnehmen, wie in e dargestellt.
In l sind die doppelt hintereinanderliegenden Hölzer mit einer „2" bezeichnet.

stumpf einmünden, während sie am Fußende mit dem Binderbalken durch Versatzung und Verbolzung gut zu verbinden und zu befestigen sind.

Die Binderanordnungen in den Fig. 994 (c bis h) zeigen die Möglichkeit, sowohl Sparren als auch bei größeren Raumtiefen Pfetten anzuwenden. Man kann etwa annehmen, daß die einmalige Aufhängung bei im Mittel 7,0 m Raumtiefe, die zweimalige Aufhängung bei im Mittel 11,0 m und die dreimalige Aufhängung bei im Mittel 15,0 m Raumtiefe Anwendung finden kann. Je größer die Spannweite beziehentlich Raumtiefe ist, um so geringer möchte die Dachneigung angenommen werden.



a

Sparren

Binderstrebe

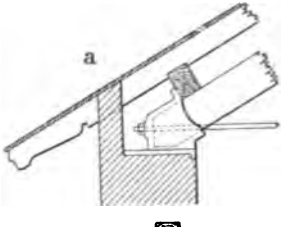
b

Fig. 994.

NB. In den Figuren c bis h sind Rahmen und Pfettenquerschnitte mit × bezeichnet. Die lotrechten Linien sind eiserne Rundstangen.

Soll nun auch der vorstehend stets zur Anwendung gekommene durchgehende Binderbalken wegfallen, so daß die ganze Überdeckung leichter und freier wird, so macht sich vor allen Dingen zur Aufnahme der Binderstreben ein Fußschuh nötig, wie ihn Fig. 995 a zeigt. Dadurch ergeben sich die besonders brauchbaren Dachbinder, bei denen die Binderstreben allein noch aus Holz sind. Gerade dieser Umstand bietet verschiedene wichtige Vorteile — zunächst bezüglich der Eindeckung; namentlich aber braucht man bei allen diesen Bindern noch keine Rücksicht auf die Ausdehnungsfähigkeit der Konstruktion zu nehmen, kann vielmehr beide Auflagerstellen fest mit der Mauer verbinden.

In den Fig. 995 (d bis h) sind einige charakteristische Beispiele gewählt, bei denen ebensowohl Sparren- wie Pfettenanordnung möglich ist. Bei geringer Raumtiefe, wie in d, ist das Binderdreieck ungeteilt, und die durch den ganzen Raum hindurchgehende Zugstange ist in der Mitte mit einer Vorrichtung zum Verkürzen und Verlängern derselben (Zugschloß) versehen. Damit diese Zugstange nicht einbiegt, wird sie einfach am Kopfschuh angehängt.



Sehr beliebt ist das sog. deutsche Dach unter e. Die Binderstrebe wird

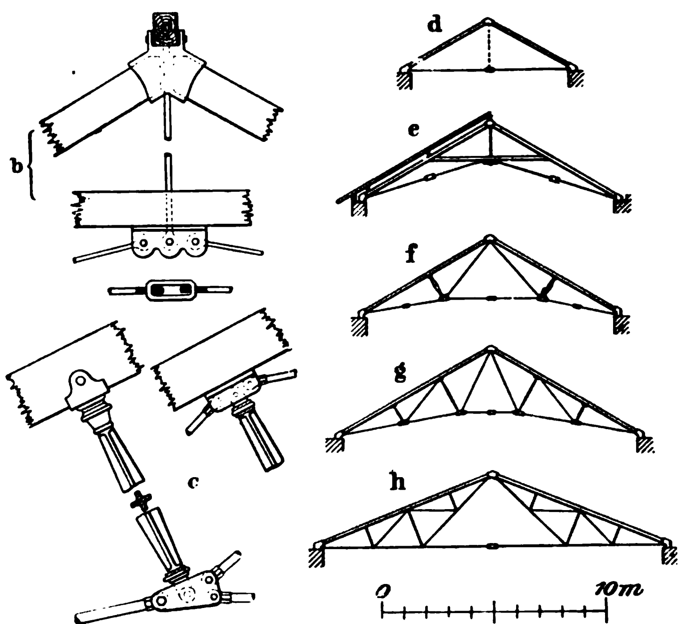


Fig. 995.

hierbei durch einen Kehlbalken unterstützt, wie auch die Einzelheiten unter b zeigen.

Die Binder f, g und h sind nach dem Polonceau-Prinzip unterstützt, d. h. mittels Druckstützen lotrecht zur Binderstrebe. c zeigt Einzelheiten einer gußeisernen Druckstütze mit Gelenkknotenpunkt, doch ist auch Schmiedeisen hierzu verwendbar.

Q. Eiserne Dächer.

Werden schließlich auch die Binderstreben aus Eisen gemacht, so kommt mit diesen Dächern ganz aus Eisen ein Konstruktionsprinzip zur Geltung, das in neuerer Zeit besonders ausgebildet worden ist. Bei sehr weiten freien und hohen Räumen bietet selbstverständlich der

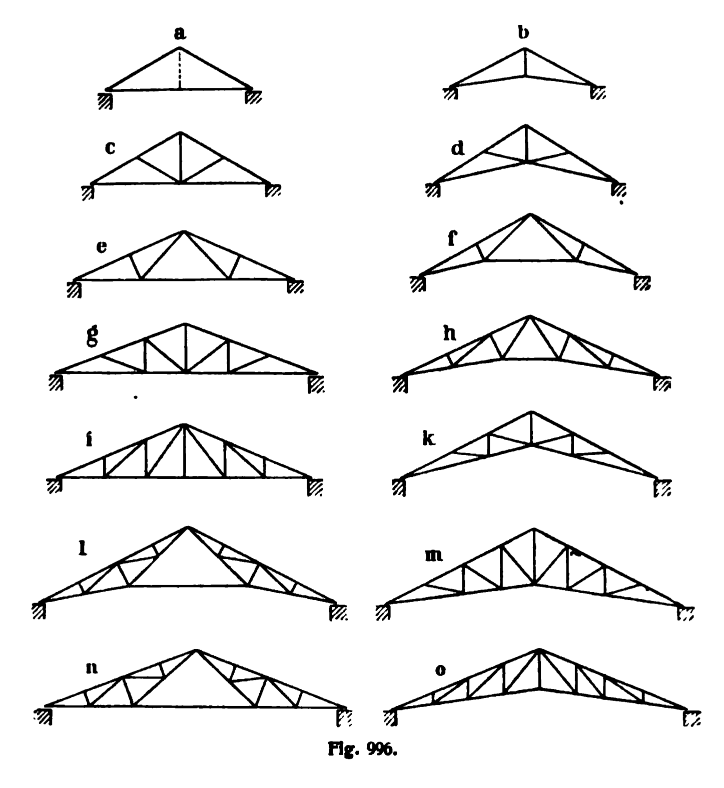


Fig. 996.

aus zähem Schmiedeisen konstruierte Binder eine freie und leichte Überdeckung, zumal in solchen Fällen, wo von der Anwendung einer förmlichen deckenbildenden Balkenlage abgesehen werden muß.

Die Dreiecksbildung macht sich in Eisen leichter und die Bildung des Knotenpunktes, in dem sich die Kräfte das Gleichgewicht halten, also die Stabachsen sich in einem Punkte schneiden müssen, bequemer. Man kommt auch leicht durch graphostatische Lösung zum Ziele und zur Feststellung der Abmessungen ohne nennenswerten Materialüberschuß, wie es bei Holzverbindungen nicht zu umgehen ist.

In Fig. 996 sind einige der wichtigsten Überdeckungsmöglichkeiten angedeutet und die Dreiecksbildungen nach verschiedenen Gesichtspunkten vorgenommen. Die einzelnen Konstruktionsteile haben entweder Druck- oder Zugspannungen aufzunehmen, wie es sich leicht aus dem Kräfteplan absehen läßt (s. unter R); man kann demnach von Druckstreben und Zugstangen sprechen.

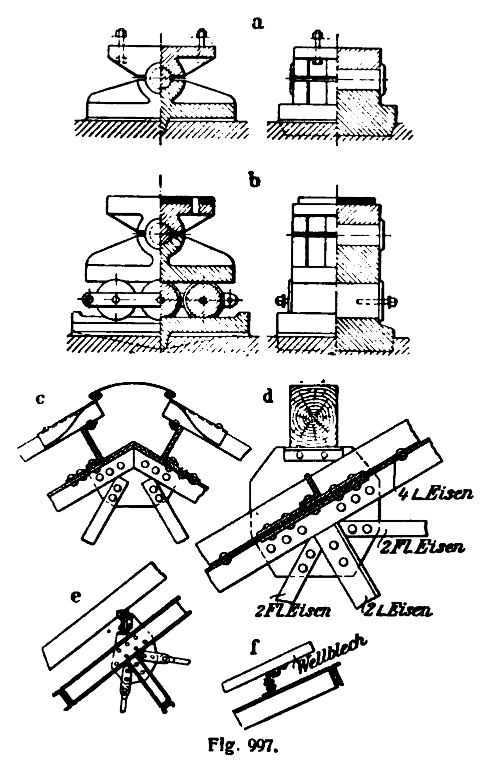


Fig. 997.

Binder mit lotrechten Zugstangen und verschieden geneigten Druckstreben, z. B. c, g, m, bezeichnet man gewöhnlich mit englischem Prinzip, während die lotrecht zur Binderstrebe angeordneten Druckstützen, wie z. B. e, f, h, l, n, das französische Prinzip vertreten; e und f sind die einfachen Polonceau-Binder.

Eine Hauptsache ist das Unschädlichmachen der Ausdehnung der einzelnen Teile beziehentlich der Binder, und man erreicht dies durch die Beweglichkeit des einen Auflagers, oder durch Gelenkknotenpunkte. Fig. 997 (a und b) zeigt ein Kipplager beziehentlich ein Rollenlager, das eine horizontale Verschiebung gestattet.

Ist das eine der Auflager beweglich, so ergibt sich für das statisch bestimmbare Fachwerk die notwendige Stabzahl s bei k Knotenpunkten zu

$$s = 2k - 3.$$

Fig. 997 (c, d und e) bringen einige Knotenpunktbildungen mit verschiedenen Walzeisenformen. Der Knotenpunkt ist mit abhängig von der Dacheindeckung und von der Bildung der Dachfläche durch Sparren oder durch Pfetten, wie schon mehrfach in den vorhergehenden Kapiteln erwähnt und erläutert.

Für Metalldeckung kommt ebenso die eiserne Pfette (c und f) gern in Anwendung, und zwar als ⅃Γ- oder ⅃Γ- oder C-Eisen. Hierbei sei nochmals auf Fig. 978 aufmerksam gemacht.

Selbstverständlich sind noch größere Binder in Bogenform oder als Sichelträger möglich, wie überhaupt durch die Gestaltung der äußeren und inneren Gurtung als gerade oder mehrteilig gebrochene Linie, und die Art der Ausfüllung des Fachwerks, der Charakter der Überdeckung ausgedrückt wird.

Für den Rahmen dieses Buches können nur die üblichsten satteldachartigen Gebäudeüberdeckungen in Frage kommen. Dabei vergesse man, wie von Anfang an betont, bei der Grundrißgestaltung die Anordnung von Bindern, und zwar in Entfernungen von etwa $3^1/_2$ bis $4^1/_2$ m der Gebäudelängsachse, nicht. Solche Binderknotenpunkte liegen stets am besten auf Schaftachsen.

R. Zeichnerische Kräfteermittelung bei Dächern.

Neuerdings wird die Anwendung der graphischen Statik (es haben sich verschiedene Methoden ausgebildet) immer allgemeiner. Sie zeigt uns den Weg, auf welchem man die in den Stäben eines Fachwerks auftretenden Spannungen nach Größe, aber ganz besonders sicher ihrer Art nach (Zug oder Druck) ermitteln kann.

Der Vorteil dieses Weges ist namentlich bei zusammengesetzten eisernen Fachwerken unverkennbar. Gleich sei aber an dieser Stelle darauf aufmerksam gemacht, daß die ganz in Eisen konstruierten Dachbinder nicht für alle industriellen Bauten praktisch sind, und daß die ganz frei überdeckten Räume die nötigen Stützpunkte (z. B. für Antriebe und dergl.) vermissen lassen, die dann nur durch besondere Einbauten zu schaffen möglich sind. Auch das Anhängen von Laufkatzen oder ähnlichen Hilfsmaschinen sollte beim eisernen, sich bewegenden Binder vermieden werden. Ebenso darf nicht vergessen werden, die einzelnen eisernen Konstruktionsteile zugänglich zu halten, um sie vor Zerstörung schützen zu können.

Dachkonstruktionen, bei denen wenigstens die Binderstrebe aus Holz gemacht wird, bieten bezüglich der Eindeckung des Daches sowie der geringen Beweglichkeit durch Ausdehnung wegen viel Vorteile. Es sei daher ein Binder zugrunde gelegt, dessen Fachwerk sowohl ganz in Eisen als auch in Holz und Eisen möglich ist. Aus diesem Grunde wurde der einfache Polonceau-Binder gewählt, wie er in Fig. 995f und in Fig. 996f angedeutet ist.

Um die inneren oder Stabkräfte (ihre ideelle Lage ist die Schwerlinie des Konstruktionsteiles) ermitteln zu können, bedarf es vorher einer genauen Bestimmung der angreifenden oder äußeren Kräfte. Diese hängen ab von den Belastungsmöglichkeiten.

Bei Dächern gibt es nur bleibende (keine beweglichen) Belastungen. In Kapitel M dieses Abschnittes (S. 1099) ist das wesentlichste darüber angegeben.

Weil Dachbelastungen dreifach beeinflußt sind: von der Eigenlast, dem Schneedruck und von der Windstärke, und diese Einflüsse zu verschiedenen Zeiten einzeln oder vereinigt oder an verschiedenen Stellen des Daches (namentlich beim häufig zur Ausführung kommenden Satteldach) wirken können, ergeben sich verschiedene Belastungsmöglichkeiten; und zwar:

Schneedruck und Eigengewicht wirken gleichmäßig verteilt auf die ganze Dachfläche, während der Wind nur die eine Dachhälfte trifft:

auf der vom Wind getroffenen Dachhälfte bleibt gewöhnlich der Schnee nicht liegen, so daß hier der Schneedruck unberücksichtigt bleiben könnte;
bei sehr steilen Dächern kann der Schneedruck überhaupt unberücksichtigt bleiben;
bei eisernen Bindern ist des beweglichen Auflagers wegen, bei welchem der Auflagerdruck stets vertikal wirkt, zu unterscheiden: ob der Wind auf die Seite mit dem beweglichen Auflager oder auf die Seite mit dem festen Auflager drückt;
die Anordnung der Knotenpunkte sucht man in der Regel symmetrisch zu gestalten;
bei Verteilung der Belastung auf die Knotenpunkte kann auch die Bindestrebe als kontinuierlicher Träger angenommen werden, doch wird hiervon gewöhnlich kein Gebrauch gemacht;
u. a. m.

Gerade bei Dächern muß die Belastungsweise und die Verteilung auf die Knotenpunkte (welche in der Regel die Belastungsstellen sind) möglichst mit der Wirklichkeit übereinstimmen; denn Größe und Richtung der äußeren Kräfte bedingen die Richtigkeit des äußeren Kräfteplans, ohne welchen kein befriedigendes Ergebnis der Größe der Stabspannungen möglich ist.

In den nachstehenden Fällen (Fig. 998, 999 und 1000) sind zur Erlangung praktisch verwertbarer Resultate die angreifenden Kräfte nach drei verschiedenen Gesichtspunkten zeichnerisch eingeführt worden. In allen drei Fällen wurde derselbe Satteldachbinder, und zwar mit einer Neigung gewählt, daß eine Schneebelastung noch möglich ist. Binderspannweite = 12 m, Binderentfernung = 4 m, demnach die Horizontalprojektion des Belastungsfeldes = 48 qm. Die Gesamtbelastung betrage rund 200 kg/qm, und zwar komme rund auf Eigengewicht 90, auf Schneedruck 60 und auf Wind 50 kg/qm.

Zur Erläuterung der Figuren sei noch folgendes vorausgeschickt:

In den schematischen Binderfiguren sind die angreifenden oder äußeren Kräfte durch Pfeilrichtung angegeben, und zwar — beim rechten Auflager beginnend — mit *I*, *II*, *III* u. s. w. In diesem Sinne sind auch die einzelnen Stäbe des Fachwerks mit *m* bis *w* bezeichnet.

Die Auftragung der einzelnen Kräfte nach Größe und Richtung ist nach dem jeweilig beigefügten Kräftemaßstab erfolgt. Der dadurch entstehende äußere Kräfteplan bildet ein in sich geschlossenes Polygon. Z. B. die Strecke von 1 bis 2 ist gleich (=) und ist parallel (‖) der angreifenden Kraft *I*, d. i. geschrieben: $\overline{12} \# I$ u. s. f. u. s. f.

Der äußere Kräfteplan bildet die Unterlage zum Gesamtkräfteplan, aus dem sich die Stabspannungen ergeben, welche nach dem zugehörigen Kräftemaßstab gemessen werden. Sie sind mit starken Linien bezeichnet, sobald die Stabkraft auf den Knotenpunkt drückt (Stab mit Druckspannung, Druckstab); sie sind mit schwachen Linien bezeichnet, wenn die Stabkraft am Knotenpunkt zieht (Zugstab).

Die zu einem Knotenpunkt gehörenden äußeren Kräfte und Stabspannungen befinden sich im Gleichgewicht, wenn sie im Gesamtkräfteplan ein geschlossenes Polygon bilden. Im Sinne der Umfahrung im Polygon ergibt sich, ob ein Stab Druck- oder Zugstab ist.

Fachwerksstäbe, welche ein Feld einschließen (d. i. also ein Dreieck bilden), gehen im Kräfteplan stets von einem Punkte aus.

Fig. 998a und 998b betreffend.

Alle angreifenden Kräfte wirken vertikal. Eigenlast, Schneedruck und Wind (zusammen 200 kg/qm) sind vereinigt. Bei 48 qm Belastungsfeld beträgt die Gesamtbelastung 9600 kg, welche sich auf

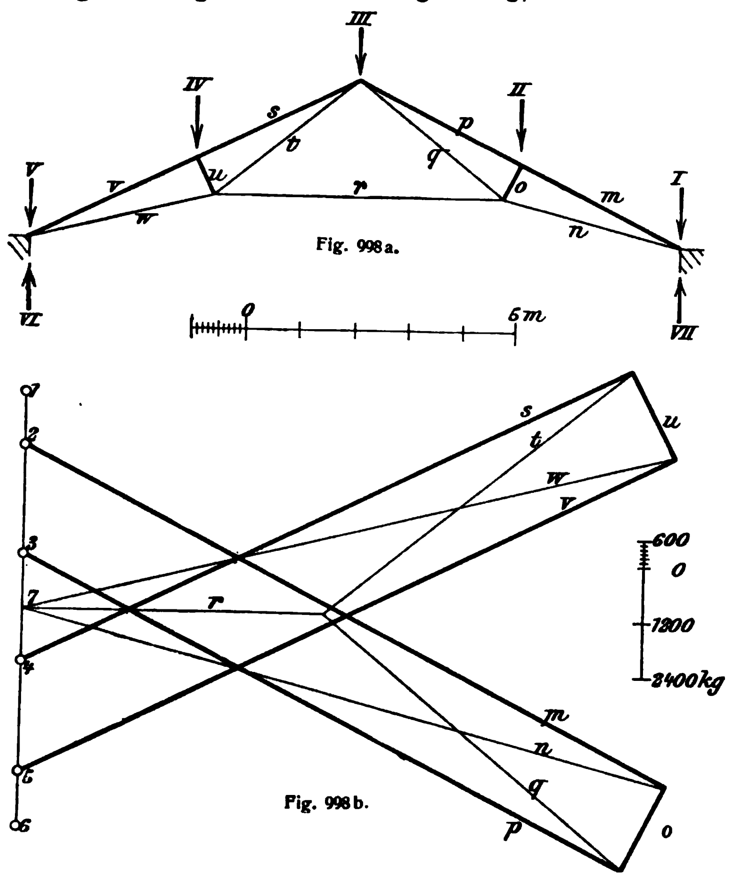


Fig. 998a.

Fig. 998b.

vier Felder und fünf Knotenpunkte verteilen. Jedes Auflager erhält die Hälfte der Belastung. Die Verteilung ist folgende:

↓	$\overline{12} \# \; I = 1200$ kg	
	$\overline{23} \# \; II = 2400$ „	$\overline{67} \# \; VI = 4800$ kg ↑
	$\overline{34} \# \; III = 2400$ „	$\overline{71} \# VII = 4800$ „
	$\overline{45} \# \; IV = 2400$ „	
	$\overline{56} \# \; V = 1200$ „	

Diese äußeren Kräfte ergeben den in sich geschlossenen Kräfteplan $\overline{12345671}$ als eine Vertikale, und zwar ist $I + II + III + IV + V = VI + VII$.

Zur Erlangung der Stabkräfte *m* bis *w* ist der Gedankengang folgender: Stab *m* liegt zwischen *I* und *II*; diese beiden Kräfte haben den gemeinsamen Punkt *2*, demnach geht *m* im Kräfteplan parallel mit diesem Stabe von *2* aus. In derselben Weise ergibt sich *n* zwischen *VI* und *VII*, u. s. w.; *o* ist der dritte Stab des Faches (△), er geht daher im Kräfteplan vom gemeinsamen Punkt der Stabkräfte *m* und *n* aus, und seine Größe ergibt sich, da er zugleich ein Stab des nächsten Faches ist, durch Einführung des Stabes *p* zwischen *II* und *III*; *p* geht daher im Kräfteplan parallel mit diesem Stabe von *3* aus und schneidet *o*, so daß dadurch die Stabkräfte *p* und *o* zugleich gefunden werden. Ihr gemeinsamer Punkt ist nun der Ausgangspunkt des dritten Stabes *q* im Fache, der wiederum, wie oben, zugleich ein Stab des nächsten Faches ist, u. s. f.

Daß sich alle Kräfte im Gleichgewicht befinden, ergibt die Untersuchung der einzelnen Knotenpunkte, deren Kräfte und Stabspannungen ein geschlossenes Polygon bilden müssen. Z. B. Knotenpunkt *I*: geschlossenes Polygon $\overline{12}\, m\, n\, \overline{71}$; zugleich ergibt sich daraus im Sinne der Umfahruug: *m* als drückend und *n* als ziehend am Knotenpunkt bei *I*.

Knotenpunkt *IV*: geschlossenes Polygon $\overline{45}\, v\, u\, s$, und daraus im Umfahrungssinne: *v*, *u* und *s* als Druckstäbe u. s. w. u. s. w.

Fig. 999 A, B, α, β betreffend.

Bei ganz eisernen Dächern muß zum Ausgleich für die Ausdehnung eines der Auflager beweglich (rollend) konstruiert sein (s. S. 1110). Bei diesem bleibt der Auflagerdruck stets vertikal, und damit läßt sich dann auch Größe und Richtung des Auflagerdruckes beim festen Auflager bestimmen. In vorliegendem Beispiel ist das Auflager rechts beweglich, das linke aber fest angenommen. Es ergeben sich daher die beiden Fälle:

Fig. A: Winddruck auf die rechte Dachhälfte beim beweglichen Auflager.

Fig. B: Winddruck auf die linke Dachhälfte beim festen Auflager.

Der Wind drücke mit 50 kg/qm rechtwinklig zur Dachneigung, demnach für eine Dachhälfte $24 \cdot 50 = 1200$ kg, welche sich auf zwei Felder und drei Knotenpunkte (die Kräfte *I*, *III*, *V* in A; *IV*, *VI*, *VIII* in B) verteilen.

Außerdem wirkt als angreifende Kraft: Eigenlast + Schneedruck, und zwar in unserem Falle auf das ganze Dach verteilt und vertikal wirkend; demnach ergeben 150 kg/qm Eigenlast + Schneedruck: $48 \cdot 150 = 7200$ kg, welche sich auf vier Felder, aber auf fünf Knotenpunkte verteilen und zwar:

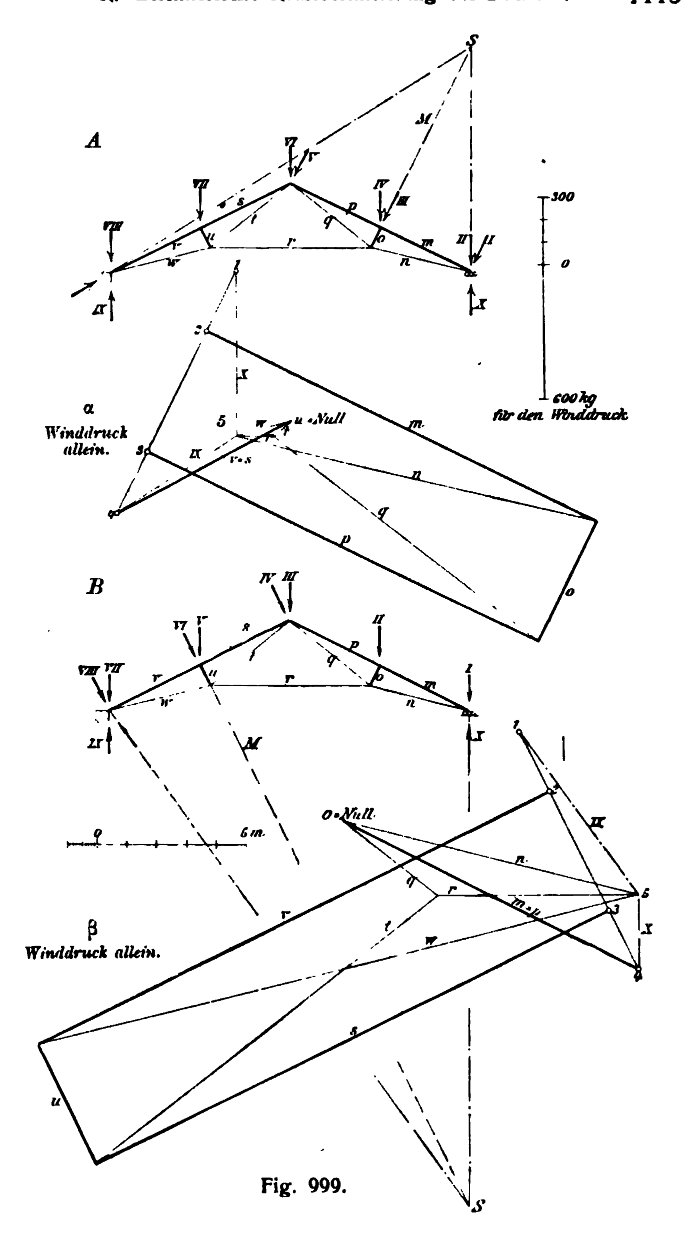

A
300
0
600 kg
für den Winddruck
α
Winddruck
allein.
u = Null
B
6 m
β
Winddruck allein.
o = Null
m = u

Fig. 999.

Fig. A.	Fig. B.	
$II = 900$ kg	$I = 900$ kg	nur durch Eigenlast + Schneedruck [1])
↓ $IV = 1800$ „	↓ $II = 1800$ „	
$VI = 1800$ „	$III = 1800$ „	
$VII = 1800$ „	$V = 1800$ „	
$VIII = 900$ „	$VII = 900$ „	

Für die Auflagerdrücke vertikal:

↑ $IX = 3600$ kg
$X = 3600$ „

In vorliegendem Falle würden sich daher drei Kräftepläne nötig machen: 1. für Eigenlast + Schneedruck mit lauter vertikalen Kräften (hier weggelassen; für A und B ergeben sich ganz gleiche Kräftepläne); 2. den Kräfteplan für den rechtsseitigen Winddruck (Fig. α) und 3. für den linksseitigen Winddruck (Fig. β). Aus den dadurch entstehenden drei Gesamtkräfteplänen ergeben sich die Stabkräfte durch Addition der Strecken.

Bezüglich des Winddrucks (1200 kg rechtwinklig zur Dachfläche) ist die Verteilung der angreifenden Kräfte folgende:

$$\left.\begin{array}{l}\overline{12} \# I = 300 \text{ kg}\\ \overline{23} \# III = 600 \text{ „}\\ \overline{34} \# V = 300 \text{ „}\end{array}\right\}\alpha \qquad \left.\begin{array}{l}\overline{12} \# VIII = 300 \text{ kg}\\ \overline{23} \# VI = 600 \text{ „}\\ \overline{34} \# IV = 300 \text{ „}\end{array}\right\}\beta.$$

Durch Vereinigung der Windmittelkraft (M) mit dem vertikalen Auflagerdruck des beweglichen Auflagers ergibt sich für beide Fälle der jeweilige Schnittpunkt S und damit die Richtung des Auflagerdrucks beim festen Auflager IX.

Die Größe der jeweiligen Auflagerdrücke IX und X durch den Wind allein findet man durch die Parallelen (strichpunktierte Linien), und zwar ist:

$$\alpha\left\{\begin{array}{l}\overline{45} \# IX \longrightarrow\\ \overline{51} \# X \text{ vertikal}\end{array}\right. \qquad \beta\left\{\begin{array}{l}\overline{45} \# X \text{ vertikal}\\ \overline{51} \# IX \longleftarrow\end{array}\right.$$

Nach Aufzeichnung des äußeren Kräftepolygons erlangt man die Größe und Art der Stabkräfte m bis n nach demselben Gedankengange wie oben dargelegt.

Im allgemeinen gibt, wie Fig. β zeigt, der Fall B größere Spannungen. Vorstehender Weg, für den Wind besondere Kräftepläne aufzustellen, empfiehlt sich bei zusammengesetzten Konstruktionen und steilen Dächern ganz aus Eisen.

Auch die Annahme verschieden gerichteter Windkräfte in den einzelnen Knotenpunkten ist möglich.

Fig. 1000a und 1000b betreffend.

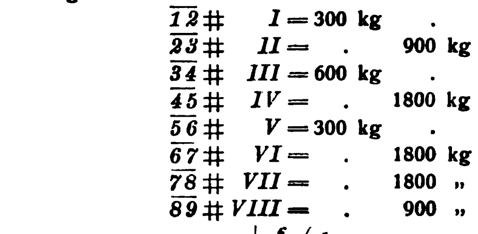
Vom vorhergehenden Beispiel (Fig. 999) soll der Fall A nochmals zugrunde liegen, nämlich: Winddruck auf die rechte Dachhälfte beim beweglichen Auflager; also es kommen $24 \cdot 50 = 1200$ kg auf zwei Felder und drei Knotenpunkte (I, III, V).

---

[1]) Die Aufzeichnung dieses Kräfteplans ist nicht erfolgt; sie würde einen ähnlichen Plan wie Fig. 998b ergeben.

Eigenlast + Schneedruck wiederum auf das ganze Dach verteilt, und vertikal wirkend mit 7200 kg, die sich wie dort verteilen.

Alle diese angreifenden Kräfte sind **hier** zu **einem** Kräfteplan, d. i. das Polygon $1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-1$ vereinigt. In demselben ist also:



$\overline{12} \#$	$I =$	300 kg	.
$\overline{23} \#$	$II =$	.	900 kg
$\overline{34} \#$	$III =$	600 kg	.
$\overline{45} \#$	$IV =$	.	1800 kg
$\overline{56} \#$	$V =$	300 kg	.
$\overline{67} \#$	$VI =$	.	1800 kg
$\overline{78} \#$	$VII =$	.	1800 „
$\overline{89} \#$	$VIII =$	.	900 „

Seilpolygon.

Seilpolygon

Fig. 1000a.

Fig. 1000b

Dem Winddruck hält die horizontale Kraft IX das Gleichgewicht, und es ist:

$$\overline{9 \cdot 10} \not\parallel IX \; (= 1200 \cdot \sin \alpha).$$

Die beiden Auflagerdrücke sind verschieden und werden am besten mittels Seilpolygon gefunden. Je nach Bequemlichkeit kann der Seilzug nach einer der beiden gezeichneten Arten erfolgen. Mit der strichpunktierten Schlußlinie ergibt eine Parallele vom Polpunkt P den Punkt 11 und damit die gesuchten Strecken X und XI als Auflagerdrücke; es ist also

$$\left.\begin{array}{l}\overline{10\,11} = X \\ \overline{11\,1} = XI\end{array}\right\} (X + XI = 1200 \cdot \cos \alpha + 7200) \text{ kg.}$$

Die Größe und Art der Stabkräfte findet man nun direkt für alle angreifenden Kräfte zugleich. Der Gesamtkräfteplan wird hier unsymmetrisch, es sind also die Stabkräfte für beide Dachhälften verschieden und auf der Windseite größer.

Für jeden Knotenpunkt der Konstruktion ist Gleichgewicht nachweisbar; z. B. für den Firstknotenpunkt mit den Kräften V, VI, s, t, q und p ergibt sich im Kräfteplan das geschlossene Polygon

$$\overline{5\,6} - \overline{6\,7} - s - t - q - p,$$

und damit im Umfahrungssinne s und p als Druckstäbe, t und q als Zugstäbe u. s. w.

Das Resultat ist mit zeichnerischer Genauigkeit übereinstimmend mit Fig. 999 A α. Während aber dort zwei Kräftepläne, deren Resultate zu addieren sind, sich nötig machen, gelangt man hier durch einen Kräfteplan zur Größe der Stabkräfte.

Schlußbemerkungen zu vorstehenden Beispielen:

Bei der zeichnerischen Kräfteermittelung kann es sich natürlich nicht um absolut genau mit der Rechnung übereinstimmende Resultate handeln. Für die Praxis genügt und empfiehlt es sich, die Stabkräfte, auf 100 kg nach oben abgerundet, vom Kraftmaßstab abzulesen.

Durch den Windeinfluß, namentlich bei sehr steilen Dächern, können sich unter Umständen spannungslose Konstruktionsglieder ergeben oder auch, je nachdem der Wind von links oder rechts kommt, Zugstäbe in Druckstäbe und umgekehrt verwandeln. In dieser Beziehung ist die zeichnerische Kräfteermittelung, welche klar die Art der Spannung ersehen läßt, von großem Wert.

Für eine praktische Ausführung müssen selbstverständlich diejenigen Stabspannungen als Unterlage dienen, welche sich für eine Belastungsmöglichkeit am größten ergeben haben. Beide Dachhälften erhalten indessen gleiche Dimensionen.

Da durch die einfache Lösung in Fig. 998 sich die größten Spannungen ergeben, namentlich sobald es sich um flache Dächer handelt, so wird für die Praxis dieser Weg, d. h. Einführung sämtlicher Belastungen als vertikale Kräfte auf das ganze Dach, häufig genügen.

Schließlich sei wenigstens der Fall angedeutet, daß auch die inneren Knotenpunkte einer Dachkonstruktion Belastungen erhalten können. Das verändert den äußeren Kräfteplan nicht unwesentlich,

doch muß hier von der zeichnerischen Darstellung Abstand genommen werden. Solche Belastungen werden in der Regel durch Balkenlagen erzeugt, welche aber bei eisernen Dachbindern (s. S. 1109) wegfallen. Will man das eiserne Dach vom Raum aus nicht sehen lassen, so läßt sich eine dünne Drahtputzdecke an die Dachkonstruktion anhängen.

Für Holzkonstruktionen eignet sich die zeichnerische Kräfteermittelung der anders konstruierten Knotenpunkte wegen nicht immer. Brauchbare Resultate ergeben indessen die Konstruktionen der Fig. 989 und 990 sowie auch Fig. 994, bei denen sich überdies hölzerne Decken (Belastung der inneren Knotenpunkte) bequem anordnen lassen.

S. Shedbau.

Eine besondere Dachanordnung in seiner Gesamtheit zeigt das Sheddach. Man nennt es auch Säge- oder Paralleldach (Fig. 1001).

Handelt es sich um die Überdachung von großen Grundflächen, so kann man dies durch die Aneinanderreihung mehrerer einzelner Satteldächer, die sich mit ihren Traufseiten berühren, erreichen und erhält auf diese Weise, wie in Fig. 1001 g, die sog. Paralleldächer.

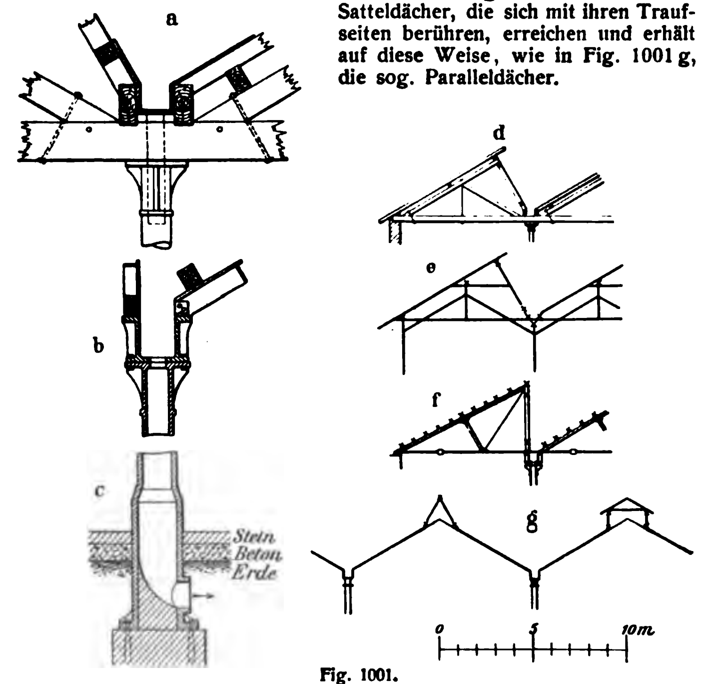


Fig. 1001.

Beim Shed- oder Sägedach sind auch große Flächen abzudecken, doch hat man stets steile Dachflächen, welche Licht zu spenden haben: Lichtdächer, und flache Dachflächen, welche eingedeckt sind, zu

unterscheiden. Die Eindeckung kann innerlich durch Verkleidung unsichtbar gemacht werden; man erreicht damit nicht nur eine Isolierung und besseren Schutz gegen den Einfluß von Wärme und Kälte (besonders bei Anwendung von Korkplatten), sondern auch durch hellen Anstrich dieser Innenflächen eine günstige Lichtwirkung.

Das Lichtdach richtet man am besten nach Norden, um Schutz vor den direkten Sonnenstrahlen zu haben. Unangenehm kann das an den Oberlichtglasflächen entstehende Schwitzwasser werden, das durch Ableitung unschädlich gemacht werden muß.

Konstruktiv bietet das Sheddach wenig Neues. Es kann in Holz, wie in d und e, oder aus Eisen, wie in f, hergestellt werden, und ist dabei eine Dachspannung von etwa 5,0 bis 7,0 m brauchbar.

Die größte Schwierigkeit bietet die Abführung des Traufwassers. Fig. 1001 a zeigt für die hölzerne und Fig. 1101 b für die eiserne Konstruktion die Traufenbildung.

Werden Sheds über Grundflächen (Höfen), die von Gebäuden umgeben sind, errichtet, so können auch die eisernen Säulen als Abfallrohre ausgebildet werden, wie Fig. 1101 c zeigt, wobei die Säulengründung nicht beeinflußt wird.

Shedbau wird in der Regel nur Erdgeschoßbau sein. Deswegen ist billiger Grund und Boden eine Vorbedingung, weil sonst das Aufsetzen von Stockwerken durch die mehrmalige Ausnutzung der Grundfläche vorteilhafter wird. Anderseits erspart man beim Shedbau die Treppen, Aufzüge u. s. w.

Ein Hauptvorteil dieser Anordnung liegt in der Übersichtlichkeit des Arbeitsraumes. Durch das Oberlicht wird derselbe hell und gesund. Die Säulenstellung, welche mit der Binderanordnung (ca. 4 m Entfernung) Hand in Hand gehen möchte, bietet außerdem Gelegenheit, Antriebe u. dergl. bequem anbringen zu können.

T. Treppen.

Jeder Stockwerksbau erfordert zum Verkehr in lotrechter Beziehung eine oder mehrere Treppen. In der Regel soll die Haupttreppe des Gebäudes in einem besonderen Treppenhause, das durch alle Stockwerke bis unter Dach reicht, liegen, während Nebentreppen den Verkehr zwischen einzelnen Stockwerken vermitteln. In industriellen Gebäuden machen sich sehr oft besondere Aufzugsschächte nötig, um sowohl Gegenstände wie auch Personen lotrecht befördern zu können.

Für eine gute Treppe sind Sicherheit und Bequemlichkeit die beiden Haupterfordernisse. Erstere hängt vom Material der Treppenstufen ab, welches sein kann: natürlicher Stein, Holz, Eisen, Stein mit Eisen, Stein mit Holzbelag, Eisen mit Holzbelag, gemauert und gewölbt in Ziegelstein, andere künstliche Steine, wie Beton u. s. w., Linoleumbelag und andere Hilfsmittel.

Die größte Sicherheit bietet stets die Steinstufe beziehentlich die Steintreppe. Liegt diese zudem in einem in sich abgeschlossenen Treppenhause, dessen Umfassung massive Wände sind, so kann man von möglichster Feuersicherheit sprechen. In vielen Fällen ist es sogar wünschenswert, das Treppenhaus nicht unmittelbar mit dem Fabrik- oder Hauptarbeitsraum in Verbindung zu setzen.

Eine Steintreppe wird mittels sog. Blockstufen ausgeführt, die einige Centimeter übereinandergreifen und sonst seitlich ihr Auflager in der Wand haben. Fig. 1002a zeigt volle Blockstufe, während in Fig. 1002b eine unten abgeschrägte und auf einem I-Träger aufruhende Blockstufe dargestellt ist.

Hölzerne Treppen werden zusammengesetzt aus einem lotrechten Stück = Setzstufe und aus der wagerechten Trittstufe, welche in der Treppenwange (eine 5 bis 8 cm starke Bohle) eingeschoben oder eingestemmt sind (Fig. 1002c). Nach Fig. 1002d kann man Setz- und Trittstufe auch aufsatteln.

Gußeiserne Treppen (in Fabriken ist die Wendeltreppe zur unmittelbaren Verbindung zwischen zwei Stockwerken beliebt) sind in der Regel

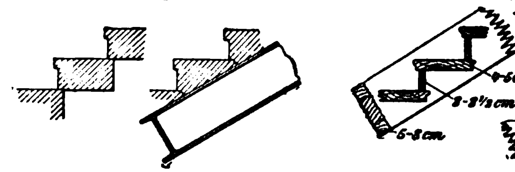


Fig. 1002a. Fig. 1002b. Fig. 1002c. Fig. 1002d.

als Wangentreppen konstruiert. Fig. 1002e zeigt eine gußeiserne Wange mit angegossenen Winkelrippen, auf welche die Trittstufe als durchbrochene Gußplatte oder auch aus Holz aufgeschraubt wird. Bei schmiedeisernen Treppen fällt die Setzstufe manchmal ganz weg.

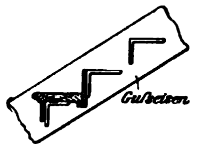


Fig. 1002e.

Eine Haupttreppe möchte eine lichte Breite von 1,4 bis 2,0 m haben. Podeste müssen mindestens gleich der Treppenbreite sein. Nebentreppen können mit 1,2 m Breite bemessen werden. Nottreppen, die nur in einer Richtung, in der Regel abwärts, begangen werden, genügen mit 0,6 m Breite.

In Fabrikgebäuden sind die zwei- und dreiarmigen Treppen die praktischsten. Die Wendelung sollte wenigstens bei Treppen, auf denen viel Menschen zu gleicher Zeit plötzlich zu gehen haben, vermieden werden; jedenfalls bedürfen gewendelte Stufen in konstruktiver Beziehung einer besonderen Aufmerksamkeit.

Durch die richtige Wahl des Steigungsverhältnisses erreicht man die erforderliche Bequemlichkeit einer Treppe. Das für eine Treppe gewählte Steigungsverhältnis darf nicht verändert werden; mindestens darf es aber in den oberen Stockwerken nicht zunehmen.

Bezeichnet b die Auftrittsbreite und h die Steigungshöhe sowie s die mittlere Schrittlänge von 63 bis 64 cm, so möchte erfahrungsgemäß sein

$$2h + b = s.$$

Brauchbare Steigungsverhältnisse ergibt auch

$$\frac{4}{3} h + b = 52.$$

Für Fabriktreppen kann man als gutes Steigungsverhältnis 18 : 28 ansehen, doch kommt man bei profilierter Stufe mit 18 cm Steigung bei 27 cm Auftritt noch aus.

Die Nutzlast bei Treppen wird mit 400 bis 500 kg/qm angenommen. Sehr große Lasten befördert man besser durch Aufzug, der sich in einem massiv abgeschlossenen Fahrschacht befindet, und dessen Zugänge so beschaffen sein müssen, daß dieselben sich nur öffnen lassen, wenn der Fahrstuhl mit seiner Plattform gerade in Fußbodenhöhe des betreffenden Geschosses angekommen ist.

Eine oft genügende und manchmal sogar erwünschte Verbindungsweise bei geringen Höhenunterschieden bietet die Rampe.

U. Baugrund und Grundbau.

(Fundamente.)

Eine Hauptrolle spielt hierbei die Erfahrung, z. B. auch die, welche man bei etwa in der Nähe schon ausgeführten Bauten gemacht hat.

Bei größeren Anlagen empfiehlt es sich, auf dem zu bebauenden Platze vor Beginn der Vorarbeiten zum Bauen einen Versuchsschacht zu graben, um über die Art des Baugrundes sowie über die Mächtigkeit und die Neigungsverhältnisse der Schichten, auf denen man zu bauen hat, unterrichtet zu sein. Unter Umständen sind auch Bohrungen mit dem Erdbohrer vorzunehmen. Es ist dies oft von Wichtigkeit, um mehrere Meter stark liegende tragfähige Schichten durch Abgraben nicht unnütz zu schwächen.

Auch Probebelastungen, Einschlagen von Probepfählen oder Untersuchungen der Bausohle mit dem Sondiereisen, um die Zusammendrückbarkeit der Bausohle vor dem Bauen zu erfahren, und ob diese Zusammendrückbarkeit überall gleichmäßig ist oder nicht, machen sich nötig.

Ein Baugrund, auf den man zumeist ohne weiteres getrost bauen und daher als „gut" bezeichnen kann, ist (außer Fels) Sand und Kies ohne Ausweichung, 3 bis 4 m stark liegend, trockener Lehm und Ton mit möglichst horizontaler Schichtung und ähnliches Material.

In erster Linie lege man die Bausohle, die stets wagerecht sein muß, unter Frosttiefe, also etwa 1,0 m unter die Erdoberfläche. Wenn möglich, liege die ganze Bausohle eines Gebäudes gleich tief. Ergeben sich verschieden tief liegende Bausohlen, so müssen die Übergänge zu den verschiedenen Gründungstiefen absatzweise vorgenommen werden; geneigte Druckflächen sind jedenfalls zu vermeiden.

Man muß sich bemühen, den Druck auf die Bausohle möglichst gleichmäßig zu erzielen, damit auch das Setzen des Baugrundes vollständig gleichmäßig erfolgt.

Die zulässige Beanspruchung des Baugrundes (stets Druck) ist geringer als diejenige für das beim Fundamentmauerwerk verwendete Baumaterial. Man kann etwa folgende Druckbelastungen als Grenze annehmen:

weicher Ton und feiner feuchter Sand	bis 1	kg/qcm,
Lehm, mittelfester Ton, trockener und tonhaltiger Sand	„ 2	„
fester Ton und ganz trockener Sand	„ 4	„
festgelagerter grober Sand und Kies	„ 6	„

Es ist also bei einem wirklich „guten“ Baugrund eine Belastung von 5 kg/qcm normal. Ausnahmsweise und bei besonderen Vorbereitungen kann man höher gehen. Bei „gewachsenem Boden“, auf den man nach gemachten Erfahrungen bauen darf, ist $3^1/_2$ kg/qcm zulässig, doch kann man in der Regel durch Verbreiterung der Fundamente und des Banketts eine Verminderung auf 2 bis $2^1/_2$ kg/qcm erzielen.

Die Verbreiterung des Banketts muß durch Absätze geschehen (Fig. 1003), deren Höhe größer ist als ihre Ausladung, und die also sicher und allmählich den Druck auf die nach unten immer größer werdenden Grundflächen übertragen. Wird durch eine seitlich auf eine Mauer wirkende Kraft der Druck in der Fundamentsohle verändert, so ist darauf zu sehen, daß die Mittelkraft aus Eigengewicht und Seitendruck noch in der Fundamentsohle bleibt. Besondere Aufmerksamkeit bedürfen solche Fundamente, bei denen, wie z. B. bei freistehenden Schornsteinen (s. unter V), durch Windeinfluß die Druckwirkungen in der Bausohle gewaltige Veränderungen erfahren und daher einer besonderen Untersuchung bedürfen.

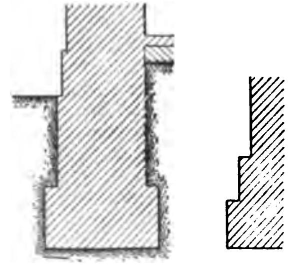


Fig. 1003

Wichtig ist, daß man dem Fundamentmauerwerk Gelegenheit zum Austrocknen gibt; daher ist mit dem Ausfüllen der Baugrube eine Zeitlang zu warten. Sehr starke Fundamente soll man aus diesem Grunde langsam bauen, damit das Mauerwerk genügend Zeit zum Abbinden hat und das sog. „Setzen“ in Ruhe vor sich gehen kann.

Alle Mittel und Wege, um schlechten Baugrund zu verbessern, sowie überhaupt die verschiedenen Fundierungsmethoden, welche man dabei anwenden kann, können hier nicht zur Besprechung kommen.

In den meisten Fällen kann man heutzutage (namentlich mit Umgehung von Rosten) durch Betonierung (Betonschüttung) eine tragfähige Gründung schaffen. Manchmal ist es ratsam, ganze Gebäude auf eine gemeinsame Betonschale zu setzen. Dies ist auch in hygienischer Beziehung von Bedeutung, um Grundluft und Grundwasser abzuhalten.

Maschinenfundamente dürfen keine Verbindung mit dem Hausfundamente haben! Asphalt als Bindemittel für Maschinenfundamente soll sich gut bewähren.

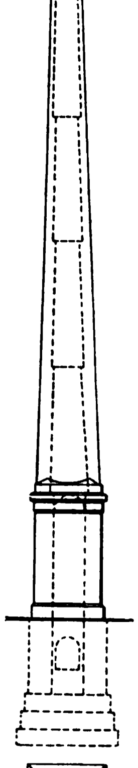
V. Schornsteine.

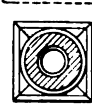
Man hat zu unterscheiden:

1. Schornsteine in Gebäuden und 2. freistehende oder Fabrikschornsteine.

Erstere werden in den Gebäudemauern untergebracht und sind lotrechte Schlote von quadratischem oder kreisrundem Querschnitt. In der Regel beträgt ihre lichte Weite etwa 18 bis 25 cm bei $^1/_2$ Stein starker Wandung. Sie beginnen im untersten Stockwerk, wo sie mit einer gut schließenden Reinigungstür zu versehen sind, und werden

etwa 0,5 m über den Dachfirst geführt. Im Innern sind sie mit Mörtel ausgeschweißt und sollen, weil sie unbesteigbar sind, nicht von der Lotrechten abweichen. Der Essenkopf hat äußere Niederschläge abzuhalten und soll so abgeschrägt sein, daß der Wind nie störend, sondern sogar saugend wirkt. Alles Holzwerk muß von der äußeren Wandung mindestens 7 cm entfernt bleiben (s. unter E. Wechselbalken).





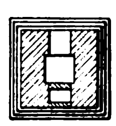


Fig. 1004.

Sehr selten kommen heutzutage die besteigbaren Gebäudeessen in Anwendung, die bei etwa 48 cm lichter Weite und 1 Stein starker Wandung viel Platz wegnehmen. Sie brauchen jedoch unter Umständen nicht lotrecht geführt zu werden.

Wichtiger für den Maschinentechniker sind die freistehenden oder Fabrikschornsteine.

Formeln zur Berechnung des Querschnitts und der Höhe wende man mehr vergleichsweise an und befolge vielmehr in erster Linie die Regel: daß ein Fabrikschornstein seine nächste Umgebung überragen muß, und daß ein zu reichlich angenommener Querschnitt niemals schaden kann. Reichlich bemessen ist die Annahme, daß der Schornsteinquerschnitt etwa gleich der freien Rostfläche der zugehörigen Kessel ist; die Höhe betrage nie unter 18 bis 20 m.

Der Querschnitt kann quadratisch, achteckig oder kreisrund sein. Namentlich wird letzterer, seiner geringen Widerstände wegen, vorgezogen.

Das Höhenprofil erhält Stockwerke oder Schüsse mit Dossierung, so daß jeder Schuß mit gleicher Wandstärke ausgeführt ist.

Die Dossierung betrage auf 1 m Höhe etwa $1^1/_2$ bis 3 cm; am häufigsten kommt 2 cm in Anwendung.

Die obere Mauerdicke beträgt selbst bei den größten Schornsteinen nicht über 1 Stein. Man kann etwa, wie folgt, annehmen.

Für quadratische Schornsteine:
- obere Mauerdicke = 1 Stein, und auf je 4 bis 5 m Schußhöhe etwa $^1/_2$ Stein Verstärkung;

für kreisrunde Schornsteine:
- es werden gelochte sowie auch massive Essensteine verwendet;
- obere Mauerdicke mindestens 15 bis 18 cm;
- Schußhöhe = 5 bis 6 m; Dossierung wie oben angegeben.

Je nach der lichten Weite des Schornsteins kann man für den kreisrunden Schornstein annehmen:

bis 1,5	lichte Weite	= 15	bis	18	cm	obere Mauerdicke,
von 1,5 „ 2,0	„ „	= 18	„	21	„	„ „
„ 2,0 „ 3,0	„ „	= 20	„	23	„	„ „
über 3,0	„ „	= 22	„	25	„	„ „

Um gute Verhältnisse zu erzielen, soll der Schornstein über Terrainhöhe aus dem Unterbau oder Postament, das am besten quadratisch, und aus dem Schaft, der heutzutage fast ausschließlich kreisrund ausgeführt wird, bestehen. Der Essenkopf ist einfach und höchstens mit einem etwas ausladenden und gemauerten Gesims zu versehen, dessen Krone, um Niederschlagwasser abzuhalten und durch den Wind eine saugende Wirkung zu erzielen, bis in das Essenlichte abgeschrägt ist.

Die Postamenthöhe betrage etwa $^1/_6$ und die Postamentbreite etwa $^1/_{10}$ der Essenhöhe über der Erde.

Die Fundamenttiefe ist sowohl von dem vorhandenen Grund und Boden als auch von der Fuchseinmündung abhängig. Im Projekt nehme man die Fundamentsohlenbreite beiläufig $^1/_7$ der gesamten Essenhöhe einschließlich Fundamenttiefe an. Durch die Stabilitätsuntersuchung, besonders durch Feststellung der Druckverteilung in der Bausohle, wird sich die Bestätigung oder auch die Korrektur obiger Annahme ergeben. Durch gering ausladende Bankettabsätze, die am besten unter der Fuchseinmündung liegen, muß der Druck sicher auf die ganze Sohlenfläche verteilt werden.

Bei der Stabilitätsuntersuchung ist mindestens 125 kg/qm, bei wenig geschützten Schornsteinen 150 kg/qm und unter Umständen noch mehr (bis 200 kg/qm) für den normal auftreffenden Wind anzunehmen.

Je nach der Schornsteinform beträgt hiernach der Winddruck in kg/qm (rund):

für quadratischen Schornstein .	125	150	200
für achteckigen Schornstein .	0,707·125 = 88	0,707·150 = 106	0,707·200 = 140
für kreisrunden Schornstein .	0,667·125 = 83	0,667·150 = 100	0,667·200 = 133

Je höher der Schornstein, desto größer ist der Winddruck anzunehmen.

Der gefährlichste Punkt eines Schornsteins liegt in der Regel etwas über dem Postament, weil sehr häufig die den Schornstein umgebenden Gebäude einen gewissen Schutz für den untersten Teil desselben bieten und das Postament bei quadratischer Ausführung auch an sich am stärksten ist.

Im allgemeinen muß natürlich für einen zu untersuchenden Essenquerschnitt das Gewichtsmoment stets größer als das Windmoment sein, wobei der Angriffspunkt für den Winddruck stets der Schwerpunkt des zu untersuchenden Schornsteinstückes ist.

Nach der Königl. Akademie des Bauwesens in Berlin soll ein Schornstein folgende Bedingung erfüllen:

„Die Mittelkraft aus Eigengewicht des über dem gefährlichen Querschnitt liegenden Teiles des Mauerwerks und dem darauf am ungünstigsten wirkenden stärksten Winddruck muß innerhalb dem Außenrande des Mauerwerkes bleiben und darf dem äußeren Rande desselben nicht so nahetreten, daß eine Zerstörung des Materials durch Druck herbeigeführt wird. Diese Voraussetzung muß selbst in dem Falle zutreffen, daß eine Adhäsion des Mörtels an den Steinen nicht vorhanden ist und die Lagerfugen sich windseitig ungehindert öffnen können."

Es soll also Zugbeanspruchung des Mauerwerkes nicht vorkommen. Bei Untersuchungen mit hohem Winddruck ergeben sich indessen oft geringe Zugspannungen an der Windseite, die, wie auch zahlreiche Ausführungen beweisen, bis etwa 1 kg/qcm noch zulässig sein können, wenn vor allem ein gutes Bindemittel Verwendung findet. Als noch zulässige Druckspannung in den Fugen kann man etwa 10 kg/qcm annehmen.

Eine besondere Untersuchung bedarf die Bausohle, in welcher sich auch an der Windseite nur Druck ergeben darf, so daß also Zugspannungen an der Grundsohle überhaupt und unter allen Umständen ausgeschlossen sind. Der durch den Winddruck vergrößerte Druck an der dem Winde abgewendeten Seite in der Grundsohle möchte sich nicht größer als 0,75 bis 1,5 kg/qcm ergeben; gewachsener guter Baugrund verträgt allerdings (s. unter U) 2 bis 2½ kg/qcm.

Bezeichnet k_d die zulässige Materialbeanspruchung, G das Gewicht und M das Windmoment des zu untersuchenden Schornsteinstückes, f die dem Gewicht ausgesetzte Fläche und W das Widerstandsmoment dieser Querschnittsfläche, so muß sein

$$k_d = \frac{G}{f} \pm \frac{M}{W}.$$

Das Ministerium des Innern in Sachsen hat eine Verordnung, „Bestimmungen über die Standfestigkeit hoher Schornsteine betr.", erlassen, welche Bezug nimmt auf das Allgemeine Baugesetz vom 1. Juli 1900. Die Verordnung datiert vom 22. April 1903 und bestimmt folgendes:

I. Stabilitätsnachweis. Aus dem der Bauanzeige für Schornsteine von mehr als 12 m Höhe nach § 106, Absatz 2 des Allgemeinen Baugesetzes für das Königreich Sachsen vom 1. Juli 1900 beizufügenden Stabilitätsnachweise muß genau zu entnehmen sein, bis zu welchem Grade die verwendeten Baustoffe in den gefährlichsten Querschnitten des Bauwerkes, insbesondere in den untersten Absatzfugen des Schornsteinschaftes und in der Fuge zwischen Sockel und Grundmauerwerk oder in der Fuge über dem etwa vorhandenen Sockelvorsprung, in Anspruch genommen werden, sowie welche Belastung der Untergrund erfährt.

II. Winddruck. 1. Als maßgebender Winddruck p gegen eine zur Windrichtung senkrechte Fläche soll bei Schornsteinen in der Regel ein Wert: $p = 115 + 0{,}6\,H$ kg/qm in Rechnung gestellt werden. H bedeutet die gesamte Schornsteinhöhe einschließlich Sockel in m. Dem Ermessen der Baupolizeibehörden bleibt vorbehalten, in besonders gefährdeten Lagen die Annahme eines höheren Winddruckes zu fordern. 2. Etwaiger Einfluß der Saugwirkung auf der der Windrichtung entgegengesetzten Seite ist in diesem Werte enthalten. 3. Der durch anstoßende oder umschließende Gebäude gewährte Schutz des Schornsteins gegen Winddruck soll in der Regel unberücksichtigt bleiben. 4. Als Winddruckfläche ist die Fläche des lotrechten Achsschnittes einer Schornsteinsäule anzusehen. Bei eckigen Schornsteinen ist dieser Schnitt rechtwinklig zu zwei gegenüberstehenden Flächen zu legen. 5. Bedeutet F den Flächeninhalt dieses Schnittes, so ist die Größe des Winddruckes anzunehmen: bei runden Schornsteinen zu $0{,}67\,Fp$, bei achteckigen Schornsteinen zu $0{,}71\,Fp$, bei rechteckigen Schornsteinen zu $1{,}00\,Fp$. 6. Diese Werte des Winddruckes gelten auch dann, wenn der Wind über Eck weht. Letztere Windrichtung ist maßgebend für die Bestimmung der größten Kantenpressung bei eckigen Schornsteinen. 7. Als Angriffspunkt des gegen eine Schornsteinsäule wirkenden Winddruckes, dessen Richtung wagerecht anzunehmen ist, ist der Schwerpunkt des lotrechten Achsschnittes dieser Säule anzusehen.

III. Art und Beschaffenheit der Baustoffe. 1. Bei der Berechnung der Standfestigkeit muß das Gewicht des Schornsteins nach dem wirklichen Einheitsgewicht des zu verwendenden Mauerwerkes ermittelt werden. 2. Für die Herstellung des Schaftmauerwerkes ist sogenannter verlängerter Zementmörtel zu verwenden, der auf 2 Raumteile Kalk und 6 bis 8 Raumteile scharfkantigen, schlammfreien Sand mindestens 1 Raumteil Portlandzement enthält. Bei Verwendung von Graukalken, deren hydraulische Eigenschaften nachgewiesen sind, kann der Zementzusatz bis auf die Hälfte verringert werden. Die Verwendung unvorschriftsmäßigen Mörtels wird mit Geldstrafe von 50 bis 150 M. oder mit Haft bestraft, sofern nicht

höhere Strafen eintreten. 3. Der Unternehmer der baulichen Ausführung eines Schornsteins hat die volle Verantwortung dafür zu übernehmen, daß die in der Berechnung der Standfestigkeit eingesetzten Gewichte mit der Wirklichkeit übereinstimmen, sowie dafür, daß die von ihm verwendeten Baustoffe — Stein, Mörtel u. s. w. — bezüglich ihrer Güte und Festigkeit seinen Angaben entsprechen und technisch richtig verwendet werden. Unternehmer, welche die hier geforderten Angaben absichtlich oder in fahrlässiger Weise falsch erstatten, werden, sofern nicht höhere Strafen eintreten, mit Geldstrafe von 50 bis 150 M. oder mit Haft bestraft. 4. Der Aufsichtsbehörde bleibt es überlassen, den Nachweis der Richtigkeit des eingesetzten Einheitsgewichtes und der übrigen Angaben zu verlangen oder selbst die Richtigkeit zu prüfen.

IV. Zulässige Beanspruchungen. 1. Die Druckbeanspruchungen im Mauerwerk sind nach dem unter II. vorgeschriebenen Winddruck unter Vernachlässigung der Zugspannungen zu berechnen. 2. Bezeichnet k'_d die größte im Mauerwerk zulässige Druckbeanspruchung und k''_d die Druckbeanspruchung unter dem Eigengewicht, beide Werte in kg/qcm, so darf die Druckbeanspruchung k_d an der am stärksten belasteten Kante eines Querschnitts unter der Voraussetzung kunstgerechter und sorgfältiger Ausführung, sowie ausreichender Erhärtung des Mörtels äußersten Falles den Wert $k_d = \frac{1}{3} k'_d + 1{,}25\, k''_d$ kg/qcm erreichen, sofern dieser Wert nicht größer ist als k_d. Der Wert k'_d ist in der Regel für Mauerwerk aus gewöhnlichen Ziegeln in Kalkmörtel mit 8,0, für ebensolches Mauerwerk in verlängertem Zementmörtel mit 10,0 und für Mauerwerk aus Hartbrandringsteinen in verlängertem Zementmörtel mit 12,0 kg/qcm zuzulassen. Kommen höhere Werte zum Ansatz, so ist der Nachweis der bei der Berechnung vorausgesetzten Festigkeiten zu führen. Wird dieser Nachweis für ganze Mauerkörper in dem erforderlichen Umfange erbracht, so können die nach der vorstehenden Vorschrift sich ergebenden höheren Beanspruchungen bis zu einer Höchstgrenze von 25 kg/qcm zugelassen werden, keinesfalls darf aber für k'_d ein höherer Wert als 1/10 der Bruchbelastung des Mauerwerkes in Ansatz kommen. 3. Die höchste Kantenpressung, mit der das Schornsteinfundament unter Berücksichtigung des Winddruckmomentes den Erdboden belastet, soll bei gutem Baugrund in der Regel 3 kg/qcm nicht übersteigen und nur in Ausnahmefällen 4 kg/qcm erreichen. Dabei ist die Bedingung zu erfüllen, daß sich auf der Windseite das Fundament nicht vom Boden abhebt.

Für Preußen ist maßgebend der Ministerialerlaß vom 30. April 1902 und die Ausführungsanweisung vom 27. Mai 1902.

Über „Dampfkesselschornsteine“ s. auch S. 758 u. ff.

W. Allgemeine Schlufsbemerkungen.

Bei Ausführungen von Bauten jeglicher Art, namentlich auch bei industriellen Bauten, gibt es viele gesetzliche Vorschriften zu erfüllen. Das Gesetz kann ebensogut Maßnahmen verhindern wie anderseits bestimmte Ausführungsweisen fordern; es sind demnach Verbote ebenso zu beachten wie Gebote.

Gesetzliche Vorschriften können ausgehen vom Deutschen Reiche und zwar als Beschlüsse des Bundesrats oder des Reichskanzlers oder einzelner Reichsbehörden (wie z. B. diejenigen, welche Dampfkessel u. s. w. betreffen). Ferner gibt es Verordnungen der einzelnen Staaten im Deutschen Reiche, also Landesgesetze, von denen wiederum die Baupolizeiverordnungen für einzelne Städte und für das Land abhängig und untergeordnet sind. Auch Lokalbauordnungen und Ortsstatute für einzelne Bezirke und Gegenden können vorhanden sein.

Die Bedingungen, welche gestellt werden, beziehen sich entweder auf die Interessen der öffentlichen Ordnung und des Verkehrs oder auf nachbarliche Beziehungen; ferner auf Feuersicherheit und auf Standsicherheit (Stabilität) ganzer Gebäude oder einzelner Gebäudeteile; endlich auch auf hygienische und sittliche Maßnahmen, so daß ein Bau in keiner Beziehung ein öffentliches Ärgernis erregen kann und darf.

Da aber auch mancher Fabrikbetrieb an sich lästig werden kann, so müssen Bestimmungen da sein zum Schutze des Publikums gegen etwaige Ausschreitungen einzelner Betriebe; anderseits sind Bestimmungen zum Schutze der Arbeiter gegen die Gefahr für Leben und Gesundheit zu beachten.

Neben den baupolizeilichen Behörden u. a. sprechen daher auch die Gewerbeinspektionen ihr Wort mit in die baulichen Angelegenheiten einer Fabrik und in den ganzen Fabrikbetrieb überhaupt.

Alle Maßnahmen einer Fabrik haben aber heute einen sozialen Charakter, der in den letzten Jahrzehnten immer mehr Beachtung verdient, ja, notwendig macht. Die beiden großen Parteien „Arbeitgeber und Arbeitnehmer“ bilden hier den Hintergrund. Beide Teile haben ihre Pflichten und Rechte, und neben so sehr vielem anderen, was hier nicht alles berührt werden kann, ist es auch Bauliches, was eingreifen kann.

Daß im allgemeinen ein Fabrikgebäude sich in einem Zustande befinden soll, in dem es in jeder Beziehung alle Erfordernisse in gesundheitlicher Beziehung erfüllt und Räume enthält, in denen man sich gern aufhält, — das setzt man einfach voraus. Es kann an dieser Stelle auf verschiedene Maßnahmen, Vorschriften oder auch nur Wünsche, die man heutzutage in dieser Beziehung hegt, nicht näher eingegangen werden. Nur einige Punkte seien herausgegriffen und angedeutet, die, weil baulicher Natur, hier in den Vordergrund treten. So hat man sein Augenmerk darauf zu richten:

daß auf jeden Arbeiter ein genügend großer Luftraum kommt;

daß Vorkehrungen getroffen sind, die eine genügende Lufterneuerung im Raume ermöglichen, und daß diese Lufterneuerung um so größer sein muß, je kleiner der Luftraum ist, den man für jeden Arbeiter angenommen hat;

daß bei der Arbeit entstehender schädlicher Staub u. s. w. an der Arbeitsstelle selbst entfernt wird, ohne sich vorher mit der Raumluft vermischt zu haben;

daß dem Arbeiter Gelegenheit gegeben wird, sich vom Arbeitsschmutz zu reinigen — Wasch- und Badeeinrichtungen, Umkleideräume u. s. w.;

daß der Arbeiter seine Mahlzeiten nicht im Arbeitsraume selbst einzunehmen nötig hat — Eßräume, Kantinen, Vorrichtungen zum Wärmen der Speisen u. s. w.;

daß die Abtritte geschickt angeordnet sind und nicht lästig werden können, auch in sittlicher und anderer Beziehung nicht stören und dergl.;

daß bei großen Betrieben auch Sorge getragen wird, die Arbeiter gut unterzubringen, und namentlich die Häuslichkeit einer Arbeiterfamilie den Bedürfnissen derselben entspricht — Arbeiterhäuser, Arbeiterwohnungen, ganze Kolonien, und was sonst noch hierher gehört; u. a. m.

Schließlich sei kurz darauf hingewiesen, daß auch das im Jahre 1900 in Kraft getretene „Neue bürgerliche Gesetzbuch“ sich mit dem Bauwesen beschäftigt. Nach demselben ist ein Gebäude „eine mit dem Grund und Boden fest verbundene Sache“, so daß also zu jedem Hause auch stets der Grund und Boden gehören muß. Ausnahmen hierbei

gelten nur, wenn ein Gebäude — was gerade beim Fabrikbau vorkommen kann — zu ganz vorübergehenden Zwecken gebaut oder wenn durch Erbbaurecht ein Gebäude auf fremdem Grundstück errichtet wird, das dann allerdings im Grundbuch ein besonderes „Blatt“ (früher Folium) erhält. — Zu einem Gebäude gehört alles, was davon nicht trennbar ist; es gehören auch dazu: ordnungsgemäß eingehängte Türen und Fenster. — Es kann ferner nach dem neuen bürgerlichen Gesetzbuch die Erwerbung eines Bauplatzes nicht mehr durch einfachen schriftlichen Vertrag erfolgen, sondern es bedarf hierzu stets einer gerichtlichen oder notariellen Beurkundung.

Anhang.

A. Wärmeeigenschaften verschiedener Körper.

a) Ausdehnung fester Körper durch Wärme.

Bezeichnet α den linearen Ausdehnungskoeffizienten eines Körpers, d. h. die Zunahme der Längeneinheit des Körpers bei 1 Grad Temperaturerhöhung, so kann der Koeffizient der Flächenausdehnung (annähernd) $= 2\alpha$, derjenige der Raumausdehnung (annähernd) $= 3\alpha$ genommen werden.

Die Zahlenwerte der nachstehenden Tabelle geben die Längenausdehnung 100α für Körper aus verschiedenem Material für je 100° C Temperaturzunahme an.

Material	100α
Aluminium . .	0,002180 = 1 : 459
Blei	0,002848 = 1 : 351
Bronze . . .	0,001755 = 1 : 570
Eisendraht . .	0,001235 = 1 : 810
Flußeisen . .	0,001176 = 1 : 850
Glas, bleihaltiges	0,000872 = 1 : 1147
„ englisches	0,000812 = 1 : 1232
Gußeisen . .	0,001067 = 1 : 937
Holz, quer	0,003 bis 0,006
„ längs	0,0003 „ 0,0010
Kupfer . . .	0,001643 = 1 : 609
Messing, gegossen . .	0,001875 = 1 : 533
Messingdraht .	0,001933 = 1 : 517
Platin. . . .	0,000884 = 1 : 1131
Schweißeisen .	0,001212 = 1 : 825
„ (0° bis 300°)	0,001468 = 1 : 681
Stahl, gehärtet	0,001240 = 1 : 806
„ weich .	0,001079 = 1 : 927
Zink, gegossen	0,002941 = 1 : 340
„ gehämmert	0,003108 = 1 : 322
Zinn	0,001938 = 1 : 516

b) Mittlere spezifische Wärme c_1 fester und flüssiger Körper zwischen 0° und 100°.

Körper	Spez. Wärme c_1	Körper	Spez. Wärme c_1	Körper	Spez. Wärme c_1
Aluminium . .	0,21	Blei	0,031	Glyzerin . .	0,58
Alkohol (abs.) .	0,60	Eis (—20° bis 0°)	0,502	Granit . . .	0,195
Antimon. . .	0,05	Gips	0,20	Holz (Eichen-)	0,57
Asche . . .	0,20	Glas	0,20	„ (Fichten-).	0,65

(Fortsetzung.)

Körper	Spez. Wärme c_1	Körper	Spez. Wärme c_1	Körper	Spez. Wärme c_1
Holz (Tannen-)	0,65	Nickel . . .	0,11	Schlacke . .	0,18
Holzkohle . .	0,20	Petroleum . .	0,51	Schweißeisen und Stahl .	0,114
Koks	0,20	Platin . . .	0,033	Wasser . . .	1,011
Kupfer . . .	0,093	Quecksilber .	0,033	Zink	0,094
Magnesium. .	0,25	Roheisen . .	0,13	Zinn	0,056
Messing. . .	0,092	Sandstein . .	0,22		

c) Längen-Schwindmaß einiger Metalle.

Bronze	1 : 63	Stabeisen, gewalzt . . .	1 : 55
Feinkorneisen	1 : 72	Stahlguß	1 : 50
Flußstahl	1 : 64	Zink, gegossen	1 : 62
Gußeisen	1 : 96	Zinn	1 : 128
Kanonenmetall	1 : 134	100 G.-T. Kupfer, 12,5 „ Zinn . .	1 : 134
Messing	1 : 65		
Puddelstahl	1 : 72		

In Stahl-Walzwerken rechnet man das Schwinden zu rund 12 mm/m.

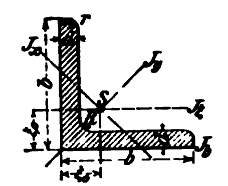
d) Schmelzpunkte (in Gr. C) und Schmelzwärme (in *WE*) verschiedener Körper.

Körper	Schmelz-punkt	Schmelz-wärme	Körper	Schmelz-punkt	Schmelz-wärme
Antimon . . .	432	.	Messing . .	1015	.
Blei	334	5,37	Nickel . .	1450	.
Glas, bleifrei .	1200 bis 1400	.	Kupfer . .	1054	30
„ bleihaltig.	1000	.	Schweißeisen	1600	.
Gußeisen, graues	1200	23	Zink . . .	419	28,13
„ weises	1050	34	Zinn . . .	235	14,25

B. Deutsche Normalprofile für Walzeisen[1]).

Bemerkung. Die hierunter angegebenen Gewichte gelten für Schweißeisen (spez. Gewicht = 7,8); für Flußeisen (spez. Gewicht = 7,85) sind diese Gewichte noch mit 1,0064 zu multiplizieren.

a) Gleichschenklige Winkeleisen.



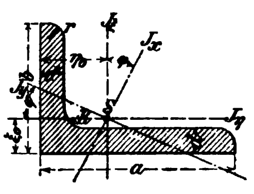
Normallängen = 4 bis 8 m.
Größte Länge = 12 m.
Abrundungshalbmesser der inneren Winkelecke $R = 0{,}5\,(d_{\min} + d_{\max})$.
Abrundungshalbmesser der Schenkelenden $r = 0{,}5\,R$ (auf halbe mm abgerundet).
Schwerpunktabstand $\xi_0 \sim {}^1/_4\, b + 0{,}36\, d$.
Vorprofile mit gleicher Schenkelbreite und 1 mm größerer Schenkeldicke sind erhältlich.

Profil-Nr.	Breite b mm	Dicke d mm	Querschnitt qcm	Gewicht für 1 m kg	Abstand des Schwerpunktes ξ_0 mm	Trägheitsmomente J_b cm⁴	J_ξ cm⁴	$J_y = \max$ cm⁴	$J_x = \min$ cm⁴
1½	15	3	0,82	0,64	4,8	0,33	0,15	0,24	0,06
		4	1,05	0,82	5,1	0,46	0,18	0,29	0,08
2	20	3	1,12	0,87	6,0	0,78	0,38	0,62	0,15
		4	1,45	1,13	6,4	1,07	0,48	0,77	0,19
2½	25	3	1,42	1,11	7,3	1,53	0,79	1,27	0,31
		4	1,85	1,44	7,6	2,08	1,00	1,61	0,40
3	30	4	2,27	1,77	8,9	3,5	1,80	2,85	0,76
		6	3,27	2,55	9,6	5,5	2,48	3,91	1,06
3½	35	4	2,67	2,08	10,0	5,6	2,96	4,68	1,24
		6	3,87	3,02	10,8	8,6	4,13	6,50	1,77
4	40	4	3,08	2,40	11,2	8,3	4,47	7,09	1,86
		6	4,48	3,49	12,0	12,8	6,35	9,98	2,67
		8	5,80	4,52	12,8	17,4	7,90	12,4	3,38
4½	45	5	4,30	3,36	12,8	14,9	7,85	12,4	3,25
		7	5,86	4,57	13,6	21,2	10,4	16,4	4,39
		9	7,34	5,73	14,4	27,8	12,6	19,8	5,40
5	50	5	4,80	3,75	14,0	20,4	11,0	17,4	4,59
		7	6,56	5,12	14,9	29,0	14,5	23,1	6,02
		9	8,24	6,43	15,6	38,0	17,9	28,1	7,67
5½	55	6	6,31	4,92	15,6	32,8	17,3	27,4	7,24
		8	8,23	6,42	16,4	44,2	22,1	34,8	9,35
		10	10,07	7,85	17,2	56,0	26,3	41,4	11,27

[1]) Nach dem Deutschen Normalprofilbuche für Walzeisen, 5. Auflage; Aachen 1897, Jos. La Ruelle.

Profil-Nr.	Breite b mm	Dicke d mm	Quer-schnitt qcm	Ge-wicht für 1 m kg	Abstand des Schwer-punktes ξ_0 mm	Trägheitmomente J_b cm⁴	J_ξ cm⁴	J_y = max cm⁴	J_x = min cm⁴
6	60	6	6,91	5,39	16,9	42,5	22,7	36,1	9,43
		8	9,03	7,04	17,7	57,5	29,2	46,1	12,1
		10	11,07	8,63	18,5	72,8	34,8	55,1	14,6
6½	65	7	8,7	6,8	18,5	63	33,4	53,0	13,8
		9	11,0	8,6	19,3	82	41,3	65,4	17,2
		11	13,2	10,3	20,0	101	48,7	76,8	20,7
7	70	7	9,4	7,3	19,7	79	42,3	67,1	17,6
		9	11,9	9,3	20,5	102	52,5	83,1	22,0
		11	14,3	11,1	21,3	126	62,0	97,6	26,0
7½	75	8	11,5	8,9	21,3	111	59,0	93,3	24,4
		10	14,1	11,0	22,1	140	71,0	113	29,8
		12	16,7	13,0	22,9	170	82,5	130	34,7
8	80	8	12,3	9,6	22,6	135	72,0	115	29,6
		10	15,1	11,8	23,4	170	87,5	139	35,9
		12	17,9	13,9	24,1	206	102	161	43,0
9	90	9	15,5	12,1	25,4	216	116	184	47,8
		11	18,7	14,6	26,2	266	138	218	57,1
		13	21,8	17,0	27,0	317	158	250	65,9
10	100	10	19,2	14,9	28,2	329	177	280	73,3
		12	22,7	17,7	29,0	398	207	328	86,2
		14	26,2	20,4	29,8	468	235	372	98,3
11	110	10	21,2	16,5	30,7	438	239	379	98,6
		12	25,1	19,6	31,5	529	280	444	116
		14	29,0	22,6	32,1	621	319	505	133
12	120	11	25,4	19,8	33,6	626	340	541	140
		13	29,7	23,2	34,4	745	393	625	162
		15	33,9	26,5	35,1	864	445	705	186
13	130	12	30,0	23,4	36,4	869	472	750	194
		14	34,7	27,0	37,2	1020	540	857	223
		16	39,3	30,6	38,0	1171	604	959	251
14	140	13	35,0	27,3	39,2	1175	638	1014	262
		15	40,0	31,2	40,0	1363	723	1148	298
		17	45,0	35,1	40,8	1554	805	1276	334
15	150	14	40,3	31,4	42	1559	845	1343	347
		16	45,7	35,7	43	1790	949	1507	391
		18	51,0	39,9	44	2023	1052	1665	438
16	160	15	46,1	35,9	45	2027	1099	1745	453
		17	51,8	40,4	46	2308	1225	1945	506
		19	57,5	44,9	47	2590	1348	2137	558

b) Ungleichschenklige Winkeleisen.

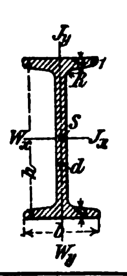


Normallängen = 4 bis 8 m.
Größte Länge = 12 m.
Abrundungshalbmesser der inneren Winkelecke $R = 0{,}5\,(d_{min} + d_{max})$.
Abrundungshalbmesser der Schenkelenden $r = 0{,}5\,R$ (auf halbe mm abgerundet).
Vorprofile mit gleichen Schenkelbreiten und 1 mm größerer Schenkeldicke sind erhältlich.

i (in mm) ist der lichte Abstand zweier ungleichschenkligen ⅃L, wobei die beiden Hauptträgheitsmomente gleich groß ($= 2\,J_\xi$) sind.

Profil-Nr.	Abmessungen in mm b	a	d	Querschnitt qcm	Gewicht für den lfd. m kg	Abstand des Schwerpunktes ξ_0 mm	η_0 mm	tg φ	Trägheitsmomente J_ξ cm⁴	J_η cm⁴	J_x = max cm⁴	J_y = min cm⁴	i mm
Schenkelverhältnis 2 : 3.													
2/3	20	30	3	1,42	1,11	4,9	9,9	0,4216	1,25	0,45	1,42	0,28	5,2
			4	1,85	1,44	5,4	10,3	0,4214	1,60	0,55	1,82	0,33	4,3
3/4½	30	45	4	2,87	2,24	7,4	14,8	0,4334	5,77	2,05	6,63	1,19	8,0
			5	3,53	2,75	7,8	15,2	0,4288	6,99	2,46	8,01	1,44	7,1
4/6	40	60	5	4,79	3,74	9,7	19,5	0,4319	17,3	6,20	19,8	3,66	11,0
			7	6,55	5,11	10,5	20,4	0,4275	22,8	8,10	26,3	4,63	9,0
5/7½	50	75	7	8,33	6,50	12,4	24,7	0,4304	46,3	16,4	53,1	9,58	13,1
			9	10,5	8,20	13,2	25,6	0,4272	57,2	20,1	65,4	11,9	11,2
6½/10	65	100	9	14,2	11,0	15,9	33,1	0,4101	140	46,6	160	26,8	19,5
			11	17,1	13,3	16,7	34,0	0,4074	167	55,3	189	32,9	17,7
8/12	80	120	10	19,1	14,9	19,5	39,2	0,4348	276	97,9	317	56,8	22,1
			12	22,7	17,7	20,2	40,0	0,4304	323	115	370	67,5	20,1
10/15	100	150	12	28,7	22,4	24,2	48,9	0,4361	649	232	747	134	27,8
			14	33,2	25,9	25,0	49,7	0,4339	744	263	854	153	26,1
Schenkelverhältnis 1 : 2.													
2/4	20	40	3	1,72	1,34	4,4	14,3	0,2575	2,81	0,46	2,96	0,31	14,6
			4	2,25	1,76	4,8	14,7	0,2528	3,58	0,60	3,78	0,40	13,4
3/6	30	60	5	4,29	3,35	6,8	21,5	0,2544	15,6	2,61	16,5	1,71	21,2
			7	5,85	4,56	7,6	22,4	0,2479	20,6	3,42	21,8	2,28	19,1
4/8	40	80	6	6,89	5,37	8,8	28,5	0,2568	44,9	7,66	47,6	4,99	28,9
			8	9,01	7,03	9,6	29,4	0,2518	57,5	9,70	60,8	6,41	26,9
5/10	50	100	8	11,5	8,93	11,2	35,9	0,2565	116	19,6	123	12,8	35,5
			10	14,1	11,0	12,0	36,7	0,2658	141	23,5	150	14,6	33,7
6½/13	65	130	10	18,6	14,5	14,5	46,5	0,2569	320	54,4	339	35,4	46,6
			12	22,1	17,2	15,3	47,5	0,2549	374	62,8	395	41,3	44,4
8/16	80	160	12	27,5	21,5	17,7	57,2	0,2586	719	122	762	79,4	57,8
			14	31,8	24,8	18,5	58,1	0,2679	822	139	875	86,0	55,7
10/20	100	200	14	40,3	31,4	21,8	71,2	0,2608	1654	282	1754	182	73,1
			16	45,7	35,6	22,6	72,0	0,2586	1863	315	1973	205	71,2

c) I-Eisen.

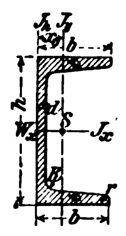


Normallängen = 4 bis 10 m.
Größte Länge = 14 m.
Neigung der inneren Flanschflächen = 14 %.
Abrundungshalbmesser zwischen Steg und Flansch $R = d$.
Abrundungshalbmesser der inneren Flanschkanten $r = 0{,}6\,d$.
Die Flanschdicke t ist im Abstande $^1/_4\,b$ von der Kante gemessen, und zwar ist $t \sim 1{,}5\,d$.

Die durch Klammern zusammengefaßten Profilnummern haben denselben Überpreis.

Profil-Nr.	Höhe h	Breite b	Dicke: Steg d	Dicke: Flansch t	Querschnitt	Gewicht für 1 m	Trägheitsmomente J_y	Trägheitsmomente J_x	Widerstandsmomente W_y	Widerstandsmomente W_x	Profil-Nr.
	mm	mm	mm	mm	qcm	kg	cm⁴	cm⁴	cm³	cm³	
8	80	42	3,9	5,9	7,57	5,9	6,3	77,7	2,99	19,4	8
9	90	46	4,2	6,3	8,99	7,0	8,8	117	3,81	25,9	9
10	100	50	4,5	6,8	10,6	8,3	12,2	170	4,86	34,1	10
11	110	54	4,8	7,2	12,3	9,6	16,2	238	5,99	43,3	11
12	120	58	5,1	7,7	14,2	11,1	21,4	327	7,38	54,5	12
13	130	62	5,4	8,1	16,1	12,6	27,4	435	8,85	67,0	13
14	140	66	5,7	8,6	18,2	14,2	35,2	572	10,7	81,7	14
15	150	70	6,0	9,0	20,4	15,9	43,7	734	12,5	97,9	15
16	160	74	6,3	9,5	22,8	17,8	54,5	933	14,7	117	16
17	170	78	6,6	9,9	25,2	19,7	66,5	1165	17,1	137	17
18	180	82	6,9	10,4	27,9	21,7	81,3	1444	19,8	161	18
19	190	86	7,2	10,8	30,5	23,8	97,2	1759	22,6	185	19
20	200	90	7,5	11,3	33,4	26,1	117	2139	25,9	214	20
21	210	94	7,8	11,7	36,3	28,3	137	2558	29,3	244	21
22	220	98	8,1	12,2	39,5	30,8	163	3055	33,3	278	22
23	230	102	8,4	12,6	42,6	33,3	188	3605	36,9	314	23
24	240	106	8,7	13,1	46,1	35,9	220	4239	41,6	353	24
25	250	110	9,0	13,6	49,7	38,7	255	4954	46,4	396	25
26	260	113	9,4	14,1	53,3	41,6	287	5735	50,6	441	26
27	270	116	9,7	14,7	57,1	44,5	325	6623	56,0	491	27
28	280	119	10,1	15,2	61,0	47,6	363	7575	60,8	541	28
29	290	122	10,4	15,7	64,8	50,6	403	8619	66,1	594	29
30	300	125	10,8	16,2	69,0	53,8	449	9785	71,9	652	30
32	320	131	11,5	17,3	77,7	60,6	554	12493	84,6	781	32
34	340	137	12,2	18,3	86,7	67,6	672	15670	98,1	922	34
36	360	143	13,0	19,5	97,0	75,7	817	19576	114	1088	36
38	380	149	13,7	20,5	107	83,4	972	23978	131	1262	38
40	400	155	14,4	21,6	118	91,8	1160	29173	150	1459	40
42½	425	163	15,3	23,0	132	103	1433	36956	176	1739	42½
45	450	170	16,2	24,3	147	115	1722	45888	203	2040	45
47½	475	178	17,1	25,6	163	127	2084	56410	234	2375	47½
50	500	185	18,0	27,0	179	140	2470	68736	267	2750	50
55	550	200	19,0	30,0	212	166	3486	99054	349	3602	55

d) [-Eisen.



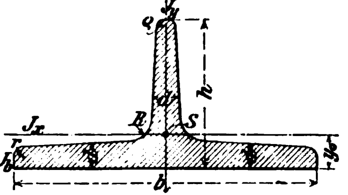
Normallängen = 4 bis 8 m.
Größte Länge = 12 m.
Neigung der inneren Flanschflächen = 8 %.
Abrundungshalbmesser $R = t$ und $r = 0{,}5\,t$ (auf halbe mm abgerundet).
Die Flanschdicke t ist im Abstande $^1/_2\,b$ von der Kante gemessen.
i (in mm) ist der lichte Abstand zweier][, wobei die beiden Hauptträgheitsmomente gleich groß ($= 2\,J_x$) sind.

[-Eisen.

Profil-Nr.	Höhe h	Breite b	Dicke Steg d	Dicke Flansch t	Querschnitt	Gewicht für den lfd. m	Abstand des Schwerpunktes x_0	Trägheitsmomente J_h	Trägheitsmomente J_y	Trägheitsmomente J_x	i	Widerstands-moment W_x	Profil-Nr.
	mm	mm	mm	mm	qcm	kg	mm	cm⁴	cm⁴	cm⁴	mm	ccm	
3	30	33	5	7	5,44	4,24	13,1	14,7	5,33	6,39	·	4,3	3
4	40	35	5	7	6,21	4,85	13,3	17,7	6,68	14,1	·	7,1	4
5	50	38	5	7	7,12	5,55	13,7	22,5	9,12	26,4	3,8	10,6	5
6½	65	42	5,5	7,5	9,03	7,05	14,2	32,3	14,1	57,5	15,4	17,7	6½
8	80	45	6	8	11,0	8,60	14,5	43,2	19,4	106	27,1	26,5	8
10	100	50	6	8,5	13,5	10,5	15,5	61,7	29,3	206	41,4	41,1	10
12	120	55	7	9	17,0	13,3	16,0	86,7	43,2	364	54,9	60,7	12
14	140	60	7	10	20,4	15,9	17,5	125	62,7	605	68,1	86,4	14
16	160	65	7,5	10,5	24,0	18,7	18,4	166	85,3	925	81,5	116	16
18	180	70	8	11	28,0	21,8	19,2	217	114	1354	94,7	150	18
20	200	75	8,5	11,5	32,2	25,1	20,1	278	148	1911	108	191	20
22	220	80	9	12,5	37,4	29,2	21,4	368	197	2690	120	245	22
24	240	85	9,5	13	42,3	33,0	22,3	458	248	3598	133	300	24
26	260	90	10	14	48,3	37,7	23,6	586	317	4823	146	371	26
28	280	95	10	15	53,3	41,6	25,3	740	399	6276	159	450	28
30	300	100	10	16	58,8	45,8	27,0	924	495	8026	172	535	30

e) T-Eisen.

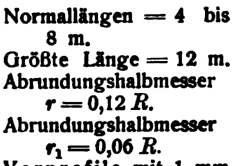
Normallängen = 4 bis 8 m.
Größte Länge = 12 m.
Abrundungshalbmesser in den Winkelecken $R = d$.
Abrundungshalbmesser am Fuße $r = 0{,}5\,d$.
Abrundungshalbmesser am Stege $\rho = 0{,}25\,d$, jedoch r und ρ auf halbe mm abgerundet.



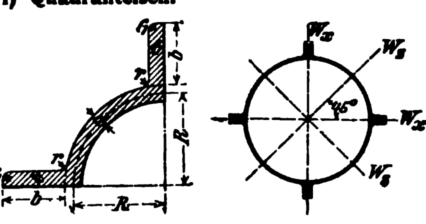
Neigungen bei breitfüßigen T-Eisen: Steg je 4 %; Fuß je 2 %.
Neigungen bei hochstegigen T-Eisen: Steg und Fuß je 2 %.
Die Dicken d sind in den Abständen $\frac{1}{2}\,h$ bezw. $\frac{1}{4}\,b$ von außen gemessen.

Profil-Nr.	Breite b mm	Höhe h mm	Dicke d mm	Querschnitt qcm	Gewicht für 1 m kg	Abstand des Schwerpunktes y_0 mm	Trägheitsmomente J_b cm⁴	J_y cm⁴	J_x cm⁴
				Breitfüßige T-Eisen. $b:h = 2:1$.					
6/3	60	30	5,5	4,64	3,62	6,7	4,69	2,58	8,62
7/3½	70	35	6	5,94	4,63	7,7	8,00	4,49	15,1
8/4	80	40	7	7,91	6,17	8,8	13,9	7,81	28,5
9/4½	90	45	8	10,2	7,93	10,0	22,9	12,7	46,1
10/5	100	50	8,5	12,0	9,38	10,9	33,0	18,7	67,7
12/6	120	60	10	17,0	13,2	13,0	66,5	38,0	137
14/7	140	70	11,5	22,8	17,8	15,1	121	68,9	258
16/8	160	80	13	29,5	23,0	17,2	204	117	422
18/9	180	90	14,5	37,0	28,8	19,3	323	185	670
20/10	200	100	16	45,4	35,4	21,4	486	277	1000
				Hochstegige T-Eisen. $b:h = 1:1$.					
2/2	20	20	3	1,12	0,87	5,8	0,76	0,38	0,20
2½/2½	25	25	3,5	1,64	1,28	7,3	1,74	0,87	0,43
3/3	30	30	4	2,26	1,76	8,5	3,35	1,72	0,87
3½/3½	35	35	4,5	2,97	2,32	9,9	6,01	3,10	1,57
4/4	40	40	5	3,77	2,94	11,2	10,0	5,28	2,58
4½/4½	45	45	5,5	4,67	3,64	12,6	15,5	8,13	4,01
5/5	50	50	6	5,66	4,42	13,9	23,0	12,1	6,06
6/6	60	60	7	7,94	6,19	16,6	45,7	23,8	12,2
7/7	70	70	8	10,6	8,27	19,4	84,4	44,5	22,1
8/8	80	80	9	13,6	10,6	22,2	141	73,7	37,0
9/9	90	90	10	17,1	13,3	24,8	224	119	58,5
10/10	100	100	11	20,9	16,3	27,4	336	179	88,3
12/12	120	120	13	29,6	23,1	32,8	684	366	178
14/14	140	140	15	39,9	31,1	38,0	1236	660	330

f) Quadranteisen.



Normallängen = 4 bis 8 m.
Größte Länge = 12 m.
Abrundungshalbmesser $r = 0{,}12\,R$.
Abrundungshalbmesser $r_1 = 0{,}06\,R$.
Vorprofile mit 1 mm größeren Stärken sind erhältlich.



Profil-Nr.	Abmessungen in mm				Querschnitt des vollen Rohres	Gewicht des vollen Rohres für 1 m	Trägheitsmoment des vollen Rohres	Widerstandsmomente des vollen Rohres	
	R	b	d	t	qcm	kg	cm⁴	W_s = max cm³	W_x = min cm³
5	50	35	4	6	29,8	23,3	576	89,3	66,2
5	50	35	8	8	48,0	37,4	906	135	102
7½	75	40	6	8	54,9	42,8	2 068	237	175
7½	75	40	10	10	80,2	62,5	2 982	331	248
10	100	45	8	10	88,1	68,7	5 511	501	370
10	100	45	12	12	120	94,0	7 478	663	495
12½	125	50	10	12	129	101	12 161	917	676
12½	125	50	14	14	169	132	15 788	1165	867
15	150	55	12	14	179	140	23 637	1515	1120
15	150	55	18	17	249	194	32 738	2051	1530

C. Maſse und Gewichte.

a) Metrisches Maß und Gewicht

gilt in Belgien, Deutschland, Frankreich, Griechenland, Holland, Italien, Luxemburg, Österreich, Portugal, Rumänien, Schweden, Spanien, der Schweiz, der Türkei und in den meisten südamerikanischen Republiken, ist zugelassen in Großbritannien und in den Vereinigten Staaten von Nord-Amerika.

1 m = 100 cm = 1000 mm = 3,18620′ preuß. = 3,28090′ engl. 1 km = 1000 m.
1 qkm = 100 ha; 1 ha = 100 a = 3,916617 Morgen; 1 a = 100 qm.
1 l = 0,001 cbm = 0,873 339 Quart. 1 hl = 0,1 cbm = 100 l.
1 g = 1000 mg; 1 kg = 1000 g = Gewicht eines 1 Wasser von 4° C.
1 t = 1000 kg = 0,9842 engl. u. amerik. long ton = 1,10 229 amerik. short ton.

b) Ältere und ausländische Maſse und Gewichte.

Preußen. 1′ = 12″ = 144‴ = 0,3 138 535 m = 139,13 par. ‴.
1 Elle = 25½″ = 0,666 939 m; 1 Lachter = 80″ = 2,092 357 m.
1 Rute = 12′ = 3,766 242 m; 1 Meile = 24 000′ = 7,532 484 km.
1 Morgen = 180 □ Ruten = 25 920 □′ = 0,2 553 224 ha.
1 Quart = 64 Kub.″ = 1,14 503 l. 27 Quart = 1 Kub.′.

1 Oxthoft = $1^1/_2$ Ohm = 3 Eimer = 6 Anker = 180 Quart = 2,061054 hl.
1 Scheffel = 16 Metzen = 48 Quart = 0,549615 hl.
1 Wispel = 24 Scheffel = 13,190760 hl; 1 Tonne (Kohlen) = 4 Scheffel = 2,198460 hl.
1 Klafter = 108 Kub.' = 3,33891 cbm; 1 Schachtrute = 144 Kub.' = 4,45188 cbm.
1 Pfund = 30 Lot = 500 g; 1 Zentner = 100 Pfd.; 1 Schiffslast = 40 Ztr.

England. 1 Yard = 3'; 1' = 12" = 144''' = 0,304795 m = 135,1148 par. '''; 1" = 25,3996 mm.
1 Fathom = 2 Yards; 1 Pole = $5^1/_2$ Yards = 5,02911 m.
1 Mile (statute) = 8 Furlongs = 320 Poles = 1760 Yards = 1,609315 km.
1 Acre = 160 □Poles = 40,4671 a; 1 □Mile = 640 Acres = 2,589894 qkm.
1 Gallon = 4 Quarts = 8 Pints = 277,2738 Kub." = 4,54345 l.
1 Quarter = 8 Bushels = 32 Peks = 64 Gallons = 2,90781 hl.
1 Pfund Avoir du poids = 453,563 g. 1 Ton = 20 hundred weight = 80 Quarter = 2240 Av. Pfund = 1016 kg.
1 Troypfund = 12 Ounces = 5760 Grains = 373,242 g.

Österreich. 1' = 12" = 144''' = 0,316081 m = 140,117 par. '''.
1 Klafter = 6' = 1,89648 m; 1 Elle = 29,58" = 0,77756 m.
1 Meile = 4000 Klafter = 7,585936 km. 1 Joch = 1600 □Klafter = 0,5754642 ha.
1 Eimer = 40 Maß (zu je 0,0448 Kub.' = 1,414724 l) = 160 Seidel = 320 Pfiff.
1 Metze = 16 Maßel = 64 Futtermaßel = 128 Becher = 1,9471 Kub.' = 0,6148682 hl.
1 Muth = 30 Metzen.
1 Pfund = 32 Lot = 128 Quentchen = 560,060 g. 1 Ztr. = 100 Pfd.

Rußland. 1' = 1' engl. 1 Saschehn = 7' = 2,13356 m = 3 Arschin = 12 Tschetwert = 48 Werschock. 1 Werst = 500 Saschehn = 1,06678 km.
1 Dessätine = 2400 □Saschehn = 1,0925 ha.
1 Wedro = 750,568 Kub." = 10 Krutschka oder Stoof = 12,299 l.
1 Botscka (Faß) = 40 Wedro; 1 Krutschka = 10 Tscharka.
1 Tschetwert = 2 Osmini = 4 Pajok = 8 Tschetwerik = 2,09902 hl.
1 Tschetwerik = 4 Tschetwerka = 8 Garnee = 1601,212 Kub." = 26,2376 l.
1 Pfund = 32 Lot = 96 Solotnik = 409,531 g.
1 Berkowitz (Schiffspfund) = 10 Pud = 400 Pfund = 163,81 kg.

Schweden. 1' = 10" = 100''' = 0,296901 m = 131,615 par. '''.
1 Faden (Famn) = 3 Ellen (Alen) = 6' = 1,781406 m. 1 Rute = 16'.
1 Meile = 6000 Faden = 10,6884 km; 1 Schnur = 10 Stangen = 100'.
1 Tonne Land (Tunnland) = 56000 □' = 0,493641 ka.
1 Kanne = 100 Kub." = 2,61718 l; 1 Ohm (Am) = 4 Anker = 60 Kannen = 120 Stop = 1,57030 hl.
1 Tonne = 2 Spon = 32 Koppen = 56 Kannen = 1,46565 hl.
1 Skalpfund = 100 Korn = 10000 Art = 425,3395 g.
1 Zentner = 100 Skalpfund; 1 Schiffspfd. = 20 Liespfd. = 400 Skalpfd.

Dänemark und Norwegen. Maße wie Preußen.
1 Pfund = 32 Lot = 500 g. 1 Ztr. = 100 Pfd.; 1 Schiffslast = 52 Ztr.

Vereinigte Staaten. 1 Gallon = 3,7854 l; 1 short ton = 907,2 kg; sonst wie in England.

c) Volumengewichte.

1. Starre Körper. 1 cbdcm wiegt kg:

Stoff	kg
Asbest	2,26 bis 2,74
Bausteine und andere Materialien.	
Asphalt	1,07 bis 1,2
Basalt	2,7 „ 3,1
Bausteine	2,5
Beton	2,48
Chamottesteine	2,10
Dachschiefer	2,74
Gips, roh	1,81
gebrannt	1,41
gegossen, trocken	0,97
Gneis	2,39 bis 2,90
Granit	2,54 „ 2,96
Grauwecke	2,70
Kalk, gebrannt	2,3 bis 4,2
gelöscht, fester Teig	1,33 „ 1,43
-Mörtel	1,50 „ 1,85
Kalkstein	2,36 „ 2,84
Kies, trocken	1,37 „ 1,49
feucht	1,85 „ 2,0
Lava	2,76
Lehm, fett	1,6 bis 2,1
erhärtet	1,45 „ 1,50
Marmor	2,65 „ 2,8
Porphyr	2,6 „ 2,9
Quarzitfels	2,5 „ 2,8
Sand, fein, trocken	1,40 „ 1,64
„ feucht	1,88 „ 1,95
grob, trocken	1,37 „ 1,40
Sandstein	2,2 „ 2,5
Serpentin	2,43 „ 2,66
Schiefer	2,6 „ 2,7
Syenit	2,63 „ 2,7
Tonschiefer	2,82
Trachyt	2,7 bis 2,8
Tuffstein, harter	2,0
Zement, gebrannt	1,38 bis 1,54
Portland-, Pulver	1,7
„ erhärtet	2,72 bis 3,05
Ziegelsteine, gewöhnliche	1,40 bis 1,60
„ Klinker	1,52 „ 2,29
Bimsstein	0,91 „ 1,65
Braunstein, Pyrolusit	3,7 „ 4,6
Brennstoffe.	
Holzkohle, weiche	0,28 bis 0,44
harte	0,47 „ 0,57
Anthrazit	1,04 „ 1,7
Brennstoffe.	
Braunkohle	1,10 bis 1,43
Koks	0,30 „ 0,50
Steinkohle	1,21 „ 1,51
Dolomit	2,8 „ 3,0
Eis	0,92
Erde, lehmig, frisch	2,1
„ trocken	1,9
magere, „	1,3
Feldspat	2,5 bis 2‘6
Fette	0,92 „ 0,94
Feuerstein, Hornstein	2,6 „ 2,75
Glas, Fenster-	2,64
Spiegel-	2,45
Kristall-	2,95
Flint-	3,42
Graphit, natürlicher	2,25
Retorten-	1,89
Guttapercha	0,96 bis 0,98
Harz, Pech	1,0

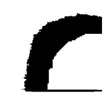
Holz.	grün	trocken
Ahorn, Feld-	0,98	0,72
Spitz-	0,992	0,769
Akazie	0,855	0,755
Apfelbaum, wild	0,918	0,603
Birke	0,978	0,734
Birne, wild	1,090	0,725
Buche, Rot-	0,934	0,706
Hain-	1,019	0,762
Buchsbaum	1,03	0,97
Eiche, Stiel-	0,877 bis 1,056	0,640 bis 0,759
Erle, Schwarz-	0,825	0,542
Esche	0,856	0,763
Faulbaum	0,870	0,586
Fichte	0,834	0,479
Kastanie, Roß-	0,912	0,573
Kiefer, gemeine	0,897	0,529
Schwarz-	0,855	0,461
Weymouths-	0,927	0,342
Kirsche, Vogel-	1,041	0,853
Kork	.	0,24
Lärche	0,929	0,624
Linde	0,740	0,450
Mahagoni	.	0,75
Nußbaum	0,88	0,66
Pappel, Kanadische	0,758	0,406
Zitter-	0,829	0,541

Stoff	grün	trocken
Holz.		
Pflaumenbaum		0,79
Pockholz (Guajak)		1,263
Tanne	0,937	0,469
Ulme	0,950	0,690
Vogelbeere	0,905	0,671
Weide, Sal-	0,850	0,530
Weißdorn		0,87
Laubholz im Mittel	1,11	0,66
Nadelholz „ „	0,84	0,45
Holzfaser (Zellulose)		1,56

Stoff	Gewicht
Knochen	1,8 bis 2,0
Kautschuk, nicht vulk.	0,92 bis 0,93
Dichtungsgummi	1,19
Kochsalz, Siedesalz	2,1 bis 2,2
Stein-	2,2 „ 2,4
Korund, Smirgel	4,0
Kreide	2,25 bis 2,69
Magnesit	3,1
Mauerwerk.	
Bruchstein-	2,30 bis 2,46
Sandstein-	2,05 „ 2,12
Ziegelstein-, trocken	1,43
feucht	1,63
ff. Steine-	1,85
Mehl, Weizen-	1,56
Mennige	9,07
Mergel	2,4 bis 2,6
Metalle und Legierungen.	
Blei, gegossen	11,35
gewalzt	11,38
Eisen, Roh-, grau	7,08
weiß	7,66
Metalle und Legierungen.	
Schmiedeeisen	7,79 bis 7,85
Stahl	7,60 „ 7,80
Gußstahl	7,87
Kupfer, gegossen	8,88
gehämmert oder gezogen	8,94
Silber, gegossen	10,47
gehämmert	10,56
Zink, gegossen	7,15
gewalzt	7,19
Zinn, gegossen	7,29
gehämmert	7,31
Aluminiumbronze	7,69
Argentan (Neusilber)	8,56
Bronze, Maschinen-	8,30 bis 8,60
Glocken-	8,81
Kanonen-	8,79
Messing	8,40 bis 8 73
Porzellan	2,24 „ 2,29
Quarz	2,65
Schieferton	2,64
Schwefel, natürlicher	1,96 bis 2,07
Schwefelkies	4,9 „ 5,1
Schwerspat	4,48 „ 4,72
Speckstein, Talk	2,60 „ 2,62
Steingut	2,3
Strontianit	3,70
Tonerde, reine	1,55
Ton, Töpfer-	1,8 bis 2,6
Tonwaren	1,92 „ 2,14
Wachs	0,96
Zucker	1,61

2. Flüssigkeiten. 1 l wiegt bei 15° C in kg:

Stoff	Gewicht
Äther, absolut	0,729
Alkohol, absolut bei 15,56°	0,7939
93 Vol. % „ 15,56°	0,8230
90 „ % „ 15,56°	0,8332
Ammoniakflüssigkeit	
36 % bei 14°	0,8844
10 % „ 14°	0,9593
Bier	1,023 bis 1,034
Chloroform	1,525
Essigsäure, 100 %	1,0553
29 %	1,0400
Glyzerin	1,27
Kalilauge, 27 % HKO	1,252
12 % „	1,100
Milch	1,030 bis 1,060
Natronlauge, 27 % $HNaO$	1,300
12 % „	1,137
Öl, Lein- bei 12 %	0,940
Rüb-	0,913
Oliven-	0,918
Petroleum	0,798
Salpetersäure, 100 %	1,530
49 %	1,312
33,8 %	1,210
Salzsäure, 40,8 % HCl	1,2000
24,5 % „	1,1206
Salzsole, gesättigt 26,75 % $NaCl$ bei 18°	1,208
Seewasser	1,02 bis 1,04



Schwefelsäure, 66° B.	1,842	Terpentinöl bei 25°	0,887
60° B.	1,711	Wasser bei 4°	1,0000
50° B.	1,530	„ 15°	0,99916
verdünnt 1:5	1,113	Wein, Rhein-	0,992 bis 1,002
Teer	1,20		

3. Gase. 1 l wiegt bei 0° und 760 mm Druck unter 51° Br. am Meeresspiegel in g:

Äthylen (C_2H_4)	1,2559	Luft, atmosphärische	1,2937
Ammoniak	0,7646	CO_2 frei	1,2935
Benzol (C_6H_6)	3,0384	Propylen (C_3H_6)	1,8775
Chlorwasserstoff	1,6348	Salpetrige Säure	3,4117
Cyangas	2,3356	Schwefelwasserstoff	1,5274
Cyanwasserstoff	1,2127	Schweflige Säure	2,8723
Grubengas (CH_4)	0,7178	Stickoxyd	1,3471
Kohlenoxyd	1,2555	Stickoxydul	1,9769
Kohlensäure	1,9781	Untersalpetersäure	2,0645
Leuchtgas	0,5032	Wasserdampf bei 100°	0,6059

4. Geschichtete Körper. 1 Raummeter wiegt in kg:

Braunkohle, Lignit	550 bis 750	Mörtel aus Sand und Kalk	1800
gemeine	700	Koks, westfälischer Schmelz-	450
Bruchsteine, im Mittel	2000	Zwickauer	350
Formsand, aufgeschüttet	1200	Saar-	435
aufgestampft	1650	Gas-	350
Hochofenschlacke, granuliert	880	Sand und Schutt, trocken	1330
Holz.		„ feuchter Fluß-	1770
Nutzscheite, starke	80 %	Steinkohle	
Nutzknüppel u. Brennscheite,		westfälische Gas- u. Flamm-	720
starke	75 %	„ Fett-	750
schwache	70 %	„ Eß- u. magere	765
knorrig und krumm	65 %	„ Preßkohlen	1090
Stockholz	45 %	Wormrevier. Flamm-	765
Langreisig vom Stamm,		magere	775
Nadel-	50 %	oberschlesische	745
Laub-	35 %	niederschlesische	705
Abfallreisig von Ästen	15 %	Saar-	750
der unter 1 angegebenen Volumengewichte.		Zwickauer	745
		englische Dampf-	735
Holzkohle, harte Laub-	200 bis 240	schottische Gas-	675
weiche Laub-	140 „ 200	Torf, Faser-	250
„ Nadel-	125 „ 180	Pech-	350 bis 400
Kalk, gebrannt	1000	Zement	1200
Lehm, frisch gegraben	1650	Ziegelsteine	2100
trocken	1500		

5. 1 Wagenladung von 10 t enthält cbm:

Holzkohle, weiche Laub-	50 bis 71	Steinkohle, westfälische	13 bis 14
„ Nadel-	55 „ 80	schlesische	13,8
harte Laub-	41 „ 50	Zwickauer	13,4

Briketts	9	Sand, naß	5,65
Koks, Schmelz-	22	Lehm, frisch gegraben	6,1
„ Gas-	29	Bruchsteine	5
Formsand	8,3	Kalk, gebrannt	10
Sand, trocken	7,5	Ziegelsteine	4,75

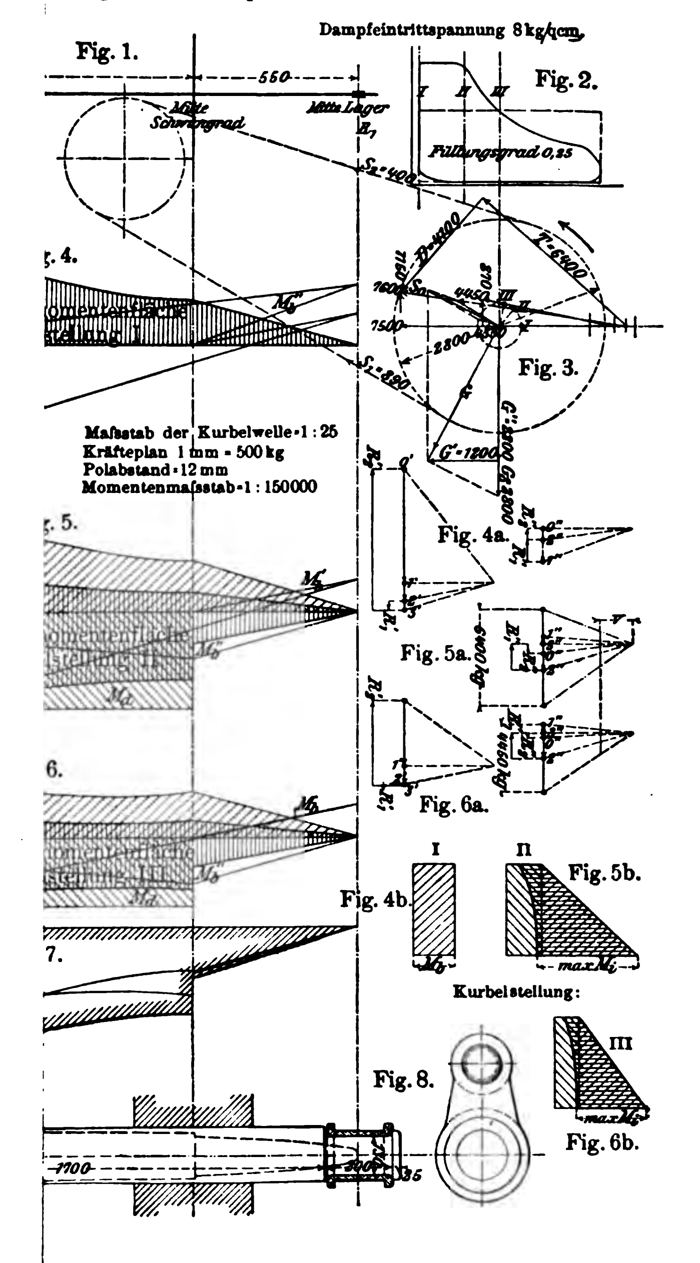
D. Abmessungen von Rohrleitungen für normale Verbrennungsmotoren.

Motorleistung PS_n	Leuchtgasleitung Zoll	Gasmessergröfse Anzahl der Flammen	Frischwasserzuleitung Zoll	Frischwasserableitung Zoll	Druckluftleitung zum Anlassen Zoll
2	3/4	20	1/2	3/4	.
4	1	30	1/2	3/4	.
6	1	40	1/2	7/8	.
8	1 1/4	50	1/2	7/8	.
10	1 1/4	60	3/4	1	.
12	1 1/2	80	3/4	1	.
15	1 1/2	100	3/4	1	.
20	2	150	3/4	1	1 1/4
25	2	150	7/8	1 1/4	1 1/4
30	2 1/2	200	7/8	1 1/4	1 1/2
35	2 1/2	200	1	1 1/4	1 1/2
40	3	250	1	1 1/4	1 1/2
50	3	250	1 1/4	1 1/2	1 3/4
60	3 1/2	300	1 1/4	1 1/2	1 3/4
70	3 1/2	300	1 1/2	1 3/4	2
80	3 1/2	350	1 1/2	1 3/4	2
100	4	400	1 3/4	2	2 1/4
125	4	400	1 3/4	2	2 1/4
150	4 1/2	450	2	2 1/2	2 1/2

Sachverzeichnis.

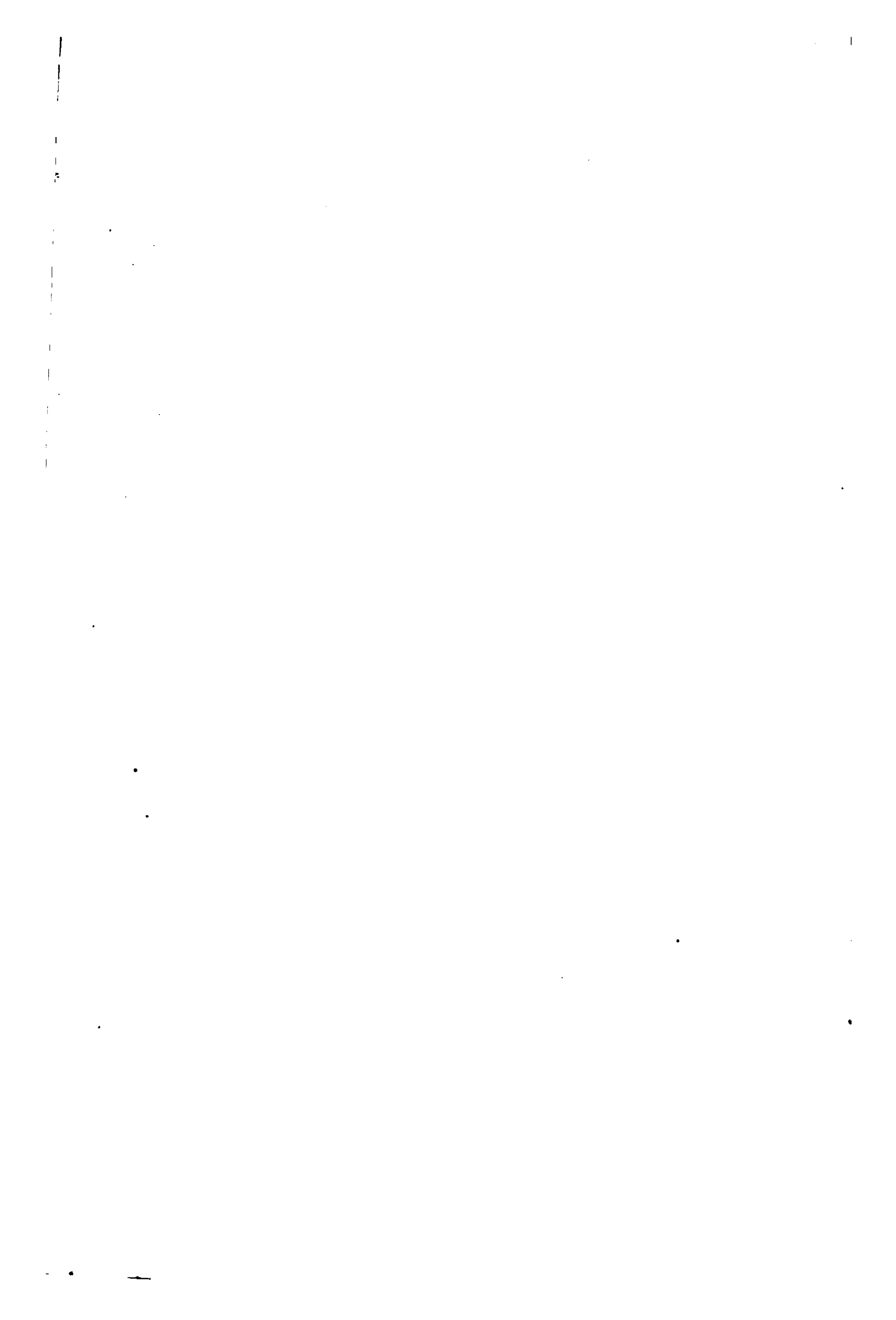
Die Ziffern bedeuten die Seitenzahlen.

r liegenden Dampfmaschine 350/600.



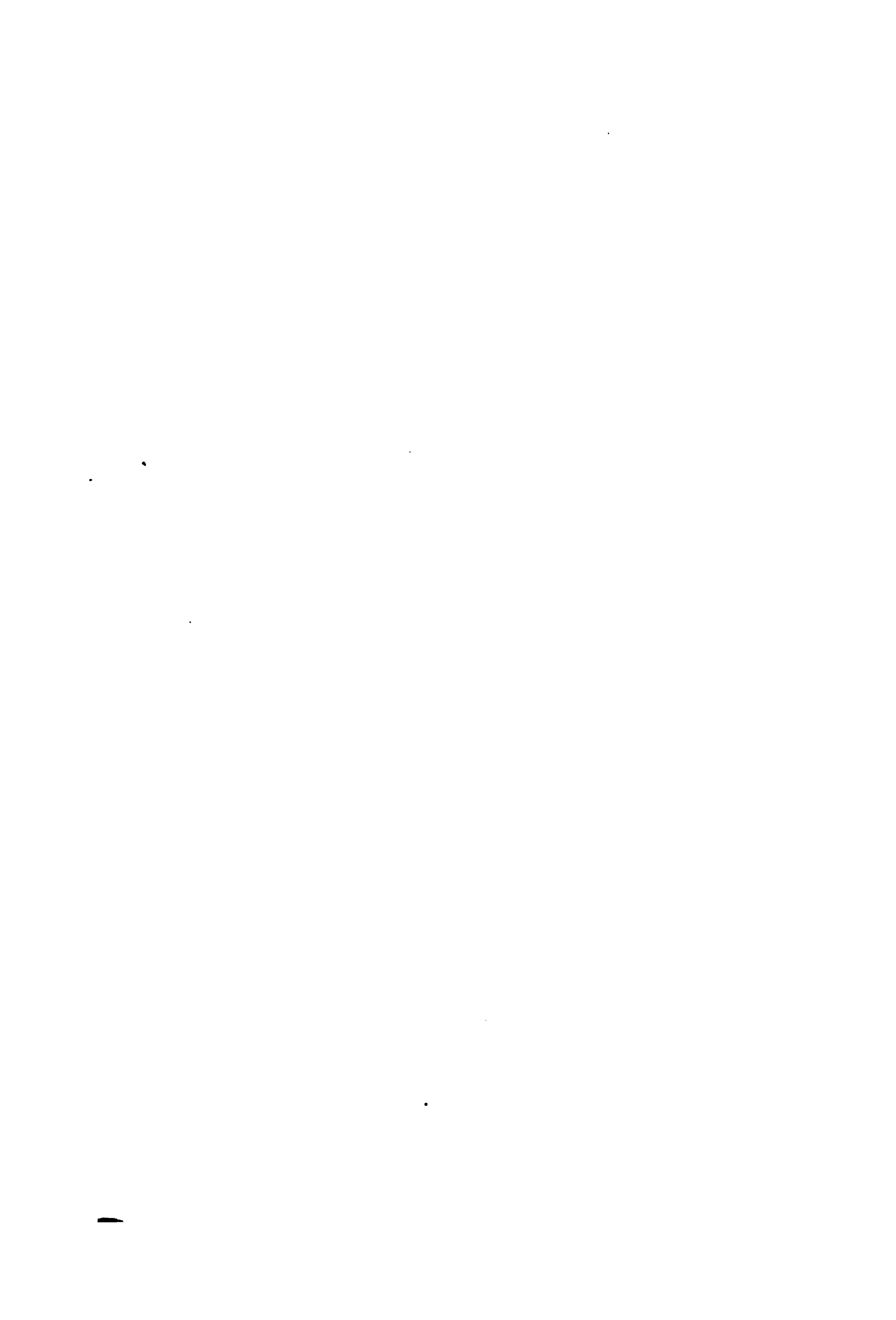
Sachverzeichnis.

Die Ziffern bedeuten die Seitenzahlen.

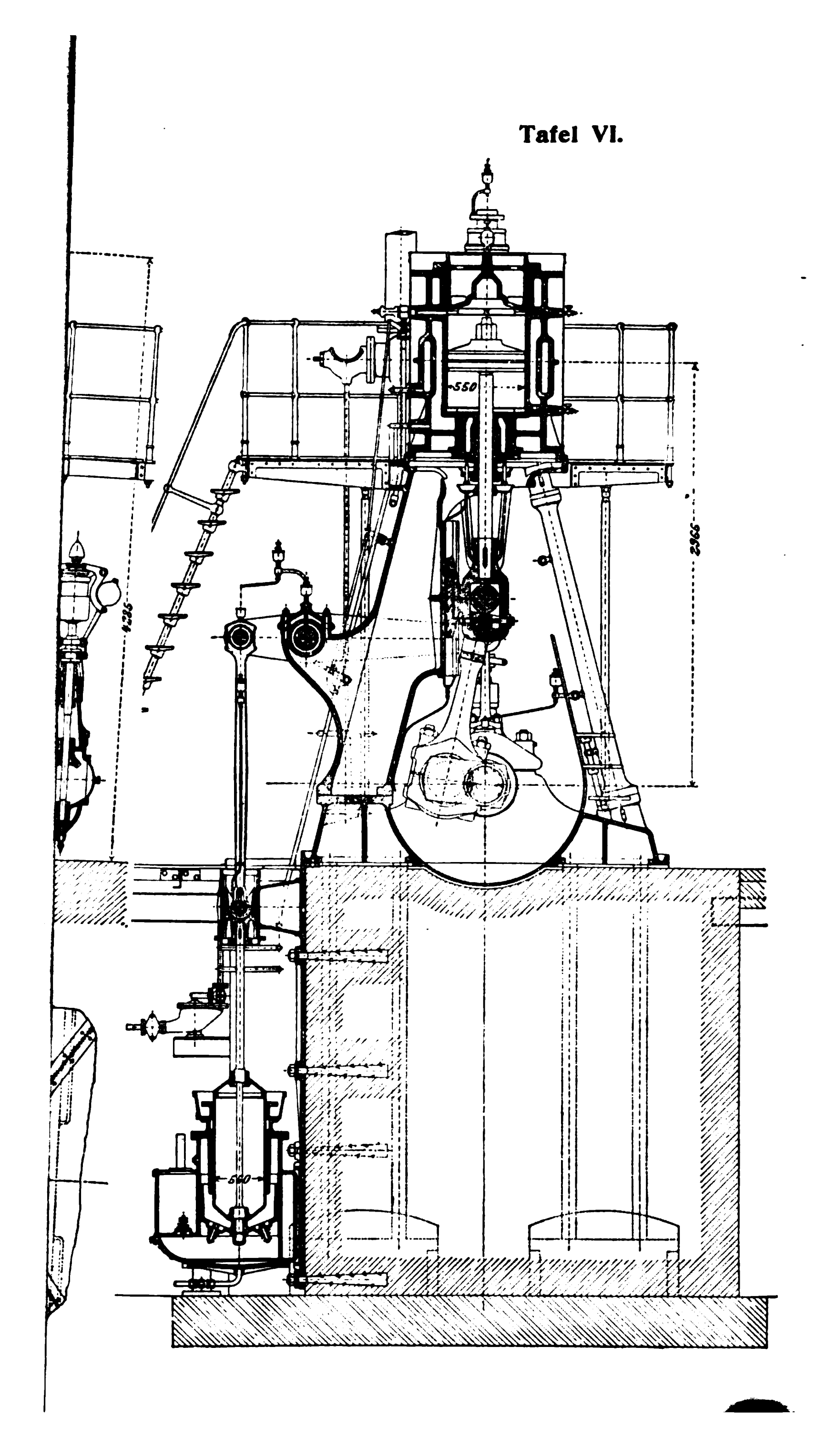


uc





Tafel VI.





Tafel VII.

